

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS FÍSICOS E GEOMÉTRICOS DAS EDIFICAÇÕES
NA CARGA TÉRMICA

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA

CLÁUDIO MELO

SETEMBRO - 1980

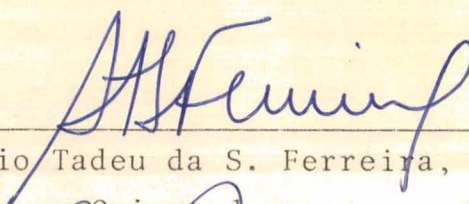
INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS FÍSICOS E GEOMÉTRICOS DAS EDIFICAÇÕES
NA CARGA TÉRMICA

CLÁUDIO MELO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO
DE

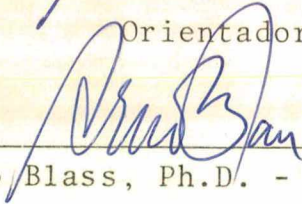
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE EM ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FI
NAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO.



Prof. Rogério Tadeu da S. Ferreira, Ph.D.

Orientador

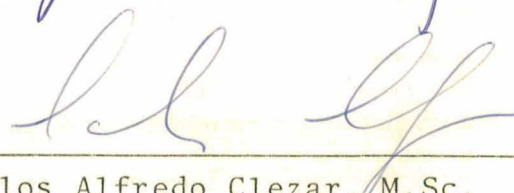


Prof. Arno Blass, Ph.D. - Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Rogério Tadeu da S. Ferreira, Ph.D.



Prof. Carlos Alfredo Clezar, M.Sc.



Prof. Sérgio Colle, D.Sc.

A
meus pais
pela formação

A
minha esposa
pela compreensão

AGRADECIMENTOS

O autor deseja expressar seus agradecimentos ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina, à Comissão Nacional de Energia Nuclear - CNEN, e a todos os colegas que de forma direta ou indireta contribuíram para a execução deste trabalho.

Deseja ainda o autor expressar o seu reconhecimento ao professor Carlos Alfredo Clezar pela formação inicial, tanto acadêmica como profissional, na área de condicionamento de ar e ao professor Rogério Tadeu da Silva Ferreira pelo incentivo e orientação objetiva sem o que não seria possível a realização deste trabalho.

ÍNDICE

RESUMO	i
ABSTRACT	ii
1 - INTRODUÇÃO	1
2 - CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	3
2.1 - Métodos aproximados existentes	3
2.2 - Método proposto	5
3 - ALGORITMOS UTILIZADOS NO PROGRAMA	10
3.1 - Cálculos psicrométricos	10
3.2 - Cálculo da pressão parcial do vapor d'água	12
3.3 - Cálculo da temperatura de bulbo úmido	14
3.4 - Cálculo dos fatores de forma	15
3.5 - Cálculo dos dados solares básicos	18
3.6 - Cálculo das propriedades solares ópticas	27
3.7 - Cálculo do ganho de calor através de superfícies vítreas	30
3.8 - Cálculo dos coeficientes superficiais externos de transferência de calor	33
3.9 - Cálculo de sombras sobre janelas	35
3.10 - Cálculo dos fatores de resposta	41
3.11 - Cálculo das temperaturas superficiais e dos fluxos de calor externos	43
3.12 - Cálculo da carga térmica sensível	45
3.13 - Cálculo da temperatura do ático	49
4 - CONDIÇÕES ASSUMIDAS PARA A REALIZAÇÃO DOS TESTES	51
5 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS	58
5.1 - Edificação nº 1	58
5.2 - Edificação nº 2	63
5.3 - Edificação nº 3	69

5.4 - Edificação nº 4	69
6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES	82
7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
APÊNDICES	86
1 - Cálculo dos fatores de resposta	87

ABSTRACT

The objective of this work, besides presenting a more accurate method to evaluate the thermal cooling load in buildings, is to analyze the influence of geometrical and physical parameters on air conditioning calculations.

The sensitivity of the cooling load, considering the thermal capacity of the materials, was simulated in a computer for several different situations. This information is useful in the design of buildings in order to minimize the energy consumption with air conditioning equipment.

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo apresentar uma metodologia de cálculo mais precisa do que as comumente utilizadas para a determinação de cargas térmicas de ambientes e caracterizar a influência dos parâmetros físicos e geométricos das edificações com armazenamento térmico no condicionamento de ar.

Através de simulações com computador foram obtidas curvas que mostram a sensibilidade da carga térmica às várias alternativas de projeto. Tais curvas servem de orientação aos engenheiros e arquitetos em geral, para que os mesmos projetem edificações de forma que a energia gasta com o condicionamento de ar seja mínima.

1 - INTRODUÇÃO

Desde o início da crise do petróleo em 1973, todos os países do mundo vem sofrendo com a perspectiva de uma possível escassez energética. No caso particular do Brasil, que é quase que inteiramente dependente de fontes externas para o fornecimento de petróleo, a situação é ainda mais crítica.

No momento procura-se no Brasil desenvolver novas opções energéticas tais como a energia solar, biomassa e a energia nuclear.

De acordo com Kusuda [05], o consumo energético para sistemas de calefação e ar condicionado nos Estados Unidos representa 20% do consumo energético total daquele país. Da mesma forma, no Brasil o consumo de energia para o condicionamento do ar representa uma parcela considerável do consumo energético total.

É dentro deste contexto, que novos e apurados métodos para cálculos energéticos tornam-se importantes para o projeto e análise do desempenho de sistemas de condicionamento de ar, já que os procedimentos de cálculos existentes levam-nos a um super-dimensionamento dos equipamentos e conseqüentemente a um uso imprudente da energia.

É fato geralmente aceito que se o isolamento das paredes e tetos for aumentado; se o tamanho das janelas, a vazão de ar de infiltração e o nível de iluminação forem diminuídos; se apa

ratos externos de sombreamento forem utilizados; se a orientação for adequadamente escolhida; se a capacidade de armazenamento térmico for completamente utilizada e se sistemas de ar condicionado forem adequadamente projetados, instalados e mantidos, o consumo de energia para o condicionamento de ar pode ser reduzido. Esta economia de energia, contudo, deve ser considerada com referência a numerosas restrições, tais como custos adicionais de materiais de construção e de manutenção, estilo de vida dos ocupantes, estética, prática de construção e disponibilidade de equipamentos.

Uma maneira efetiva de projetar um sistema de ar condicionado, o qual é ótimo do ponto de vista de consumo de energia e das restrições mencionadas acima, é conseguido através do estudo da performance térmica das edificações utilizando simulações acuradas. Devido à simulação ser realizada em computadores torna-se possível a avaliação da sensibilidade das várias alternativas de projeto sobre a carga térmica.

O objetivo deste trabalho é apresentar uma metodologia de cálculo mais detalhada do que a geralmente utilizada para o cálculo da carga térmica, e fornecer aos engenheiros e arquitetos em geral uma idéia do comportamento da carga térmica com a variação dos parâmetros físicos e geométricos de uma edificação.

Procedimentos de cálculo mais refinados e sofisticados consomem mais tempo e são mais caros. Sem o uso de métodos computacionais avançados eles seriam literalmente impossíveis. O desenvolvimento de tais procedimentos de cálculo é justificado pela economia de energia obtida, pela redução dos custos próprios e de manutenção devido a um melhor projeto das edificações e a um dimensionamento mais preciso dos equipamentos de condicionamento de ar.

2 - CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

2.1 - MÉTODOS APROXIMADOS EXISTENTES

A equação convencional de transferência de calor em regime permanente

$$Q/A = U (T_a - T_o) \quad (2.1)$$

onde, U é o coeficiente global de transferência de calor

T_a é a temperatura do ar interno e

T_o é a temperatura do ar externo

não é suficiente para avaliar o ganho de calor através de paredes ou tetos. Esta equação não é adequada porque a temperatura do ar externo varia com a radiação solar, efeitos do vento, etc.

Um procedimento de cálculo para uma determinação aproximada do ganho instantâneo de calor consiste em se substituir a diferença ($T_a - T_o$) da equação 2.1 por uma diferença equivalente de temperatura (TETD). Esta diferença de temperatura é usualmente pré-calculada para paredes e tetos típicos levando em consideração o efeito de armazenagem térmica. Embora muito utilizado, o conceito de TETD é apenas válido quando a temperatura externa sofre variações periódicas permanentes.

Um outro procedimento para a determinação aproximada da carga térmica é o denominado método das funções de transferência. Este método foi introduzido por Mitalas e Stephenson [14] e consiste no seguinte:

A temperatura das superfícies internas do ambiente e a carga térmica são inicialmente calculadas através de um método rigoroso, como descrito no item a seguir, para várias edificações típicas de construção leve, média e pesada. Nestes cálculos os componentes da carga térmica, tais como o ganho de calor solar através de superfícies vítreas, o ganho de calor por penetração através das paredes, piso e teto, ou o ganho de calor interno são simulados por pulsos de tensão unitária. As funções de transferência são então calculadas como constantes numéricas as quais representam a carga térmica correspondente aos pulsos de excitação. Uma vez que estas funções de transferência são determinadas para várias construções típicas, elas podem ser assumi-

das independentes dos pulsos de excitação e a determinação da carga térmica é possível sem recorrer a um cálculo rigoroso. O cálculo requerido é, então a simples multiplicação das funções de transferência por uma função série temporal do ganho de calor e o subsequente somatório destes produtos, o qual pode ser realizado sem muito esforço em um pequeno computador.

2.2 - MÉTODO PROPOSTO

No estudo do condicionamento do ar é importante o conhecimento da diferença entre o ganho de calor, a carga térmica e a taxa de extração de calor.

O ganho de calor é a taxa com a qual o calor entra ou é gerado dentro do ambiente.

A carga térmica é a taxa com a qual o calor deve ser removido do ambiente para que a temperatura interna se mantenha em um valor constante assumido no cálculo do ganho de calor.

A taxa de extração de calor é a taxa com a qual o calor é removido do ambiente condicionado. Esta taxa é igual à carga térmica apenas quando a temperatura ambiente é mantida constante, o que na prática raramente acontece.

A carga térmica difere geralmente do ganho de calor. A porção radiante do ganho de calor não aparece imediatamente como uma carga térmica; ela é absorvida pelas superfícies que envolvem o ambiente, elevando a temperatura das mesmas. Tão logo as superfícies internas tornem-se mais quentes do que o ar ambiente, inicia-se uma transferência de calor por convecção das superfícies para o ar. A variação das temperaturas superficiais internas com a porção radiante do ganho de calor depende da capacidade de armazenamento térmico das superfícies.

Para calcular a carga térmica de uma maneira precisa, torna-se então necessária a solução de equações de balanço de calor envolvendo o ar ambiente, cada uma das superfícies de contorno, o ar de infiltração e ventilação e o calor gerado internamente.

Os processos básicos de transferência de energia que ocorrem em um ambiente podem ser melhor ilustrados através de um circuito elétrico análogo como mostrado na Figura 1.

A Figura 1 representa o fenômeno em um ambiente típico com duas paredes externas, cada uma das quais contendo uma janela, e duas paredes de repartição internas, além do forro e do piso, conforme mostrado na Figura 2.

A condução de calor nas paredes, tetos e pisos é representada por circuitos de resistências e capacitores e nas janelas por circuitos de resistências, evidenciando que as mesmas não tem

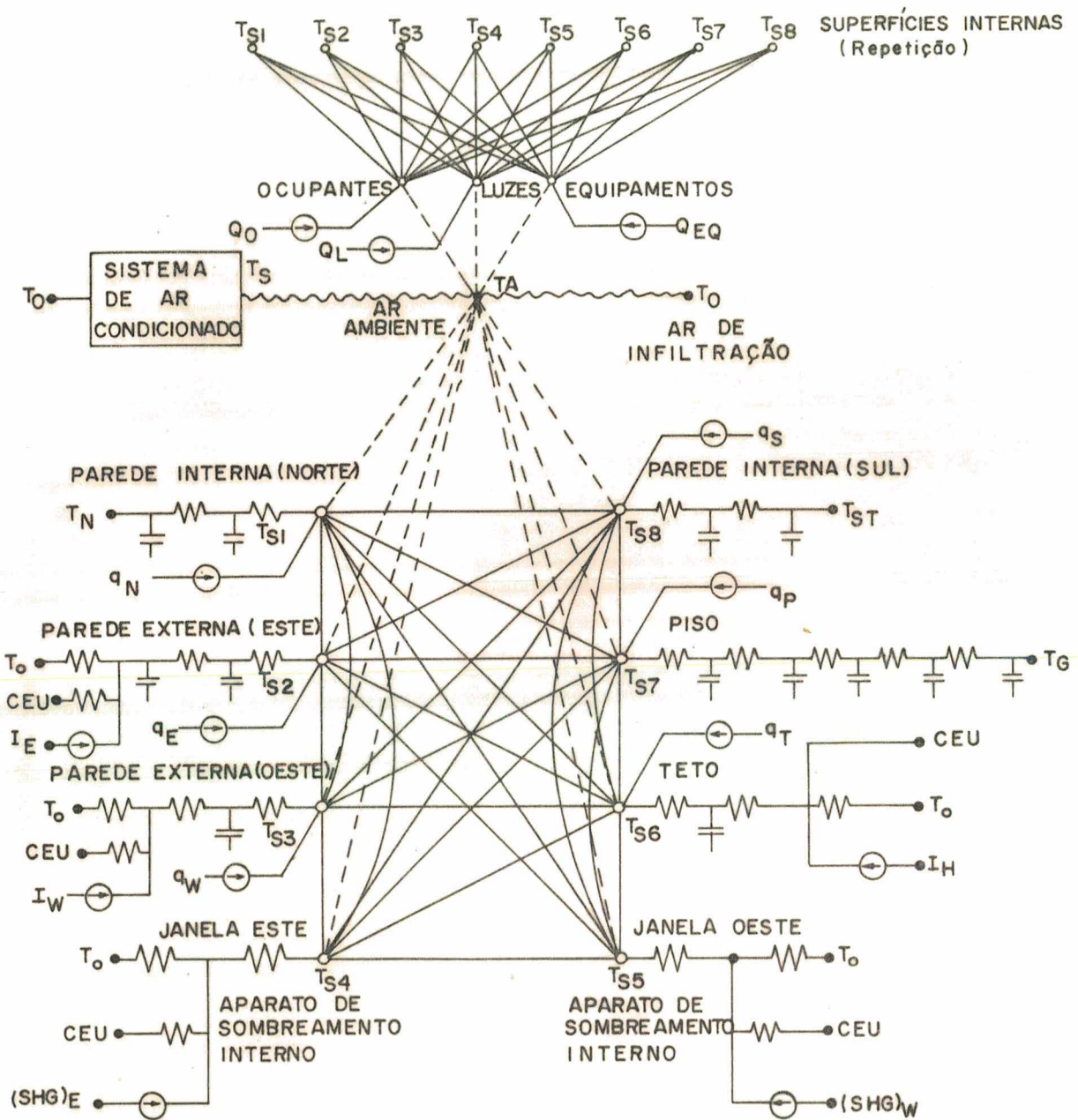


Fig. 1 - Circuito elétrico análogo para ilustrar os processos de troca de calor que ocorrem em um ambiente.

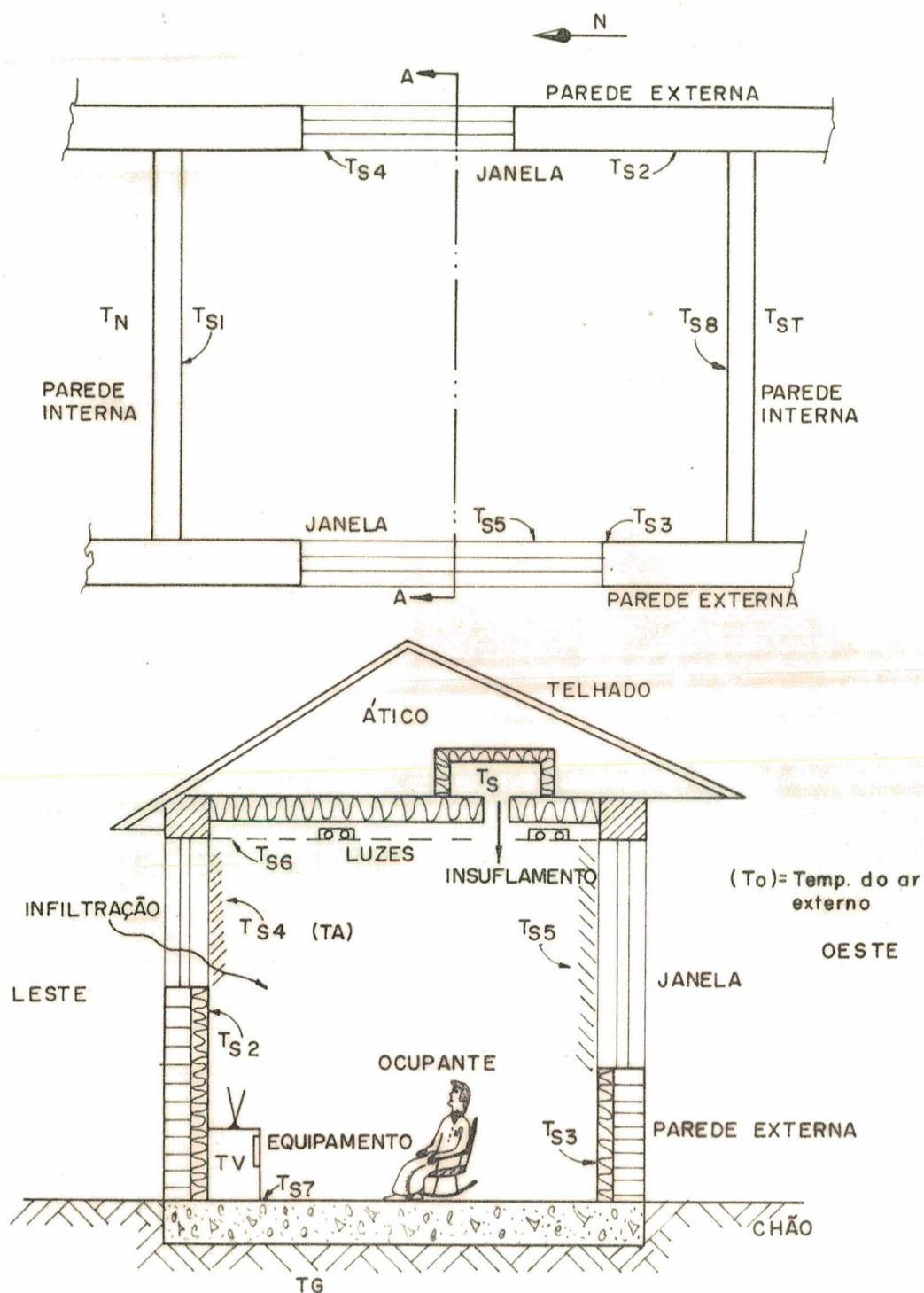


Fig. 2 - Modelo físico para o ambiente utilizado na figura 1.

significante massa térmica. Os pontos TS1 a TS8 na Figura 1 indicam as superfícies internas das paredes, teto, piso e janelas todas as quais recebem calor por condução através de materiais sólidos, radiação solar (representada por $\ominus q$) através das superfícies transparentes e radiação de longo comprimento de onda de outras superfícies sólidas indicada por linhas cheias conectando os nós das superfícies; e perdem calor para o ar ambiente (representado por um ponto chamado T_A) por convecção (linhas tracejadas).

Na parte superior da Figura 1 estão representadas as trocas de calor entre as superfícies do ambiente e as fontes de geração de calor interno. Estão também indicadas nesta localização as trocas de calor por convecção entre estes itens e o ar ambiente. A potência destas fontes internas de calor é representada por $\ominus Q$.

As condições do ar ambiente variam com o ar externo e com as condições do ar condicionado proveniente de um sistema central de climatização (ou de um sistema de ventilação forçada).

As trocas térmicas são representadas nesta figura pelas linhas $T_S T_A$ e $T_O T_A$. As trocas de calor das superfícies externas com o ar externo, céu e o Sol são também indicadas. A temperatura e o fluxo de calor nas superfícies externas são usualmente calculados através de equações de balanço de calor nas referidas superfícies.

Este circuito elétrico análogo pode ser resolvido e o correspondente algoritmo de cálculo é apresentado no item 3.12.

A Figura 3, mostra uma comparação entre os métodos aproximados da diferença de temperatura equivalente (TETD) e das funções de transferência com o método descrito neste item, o qual foi utilizado neste trabalho.

As curvas foram construídas de acordo com a Figura 22, considerando-se como única fonte de calor a radiação solar.

Pode-se observar que a parcela da carga térmica devida à penetração de calor através das paredes, pisos e tetos é sensivelmente reduzida quando no levantamento da carga térmica levamos em consideração de uma maneira precisa as características de armazenamento térmico das superfícies que envolvem o ambiente.

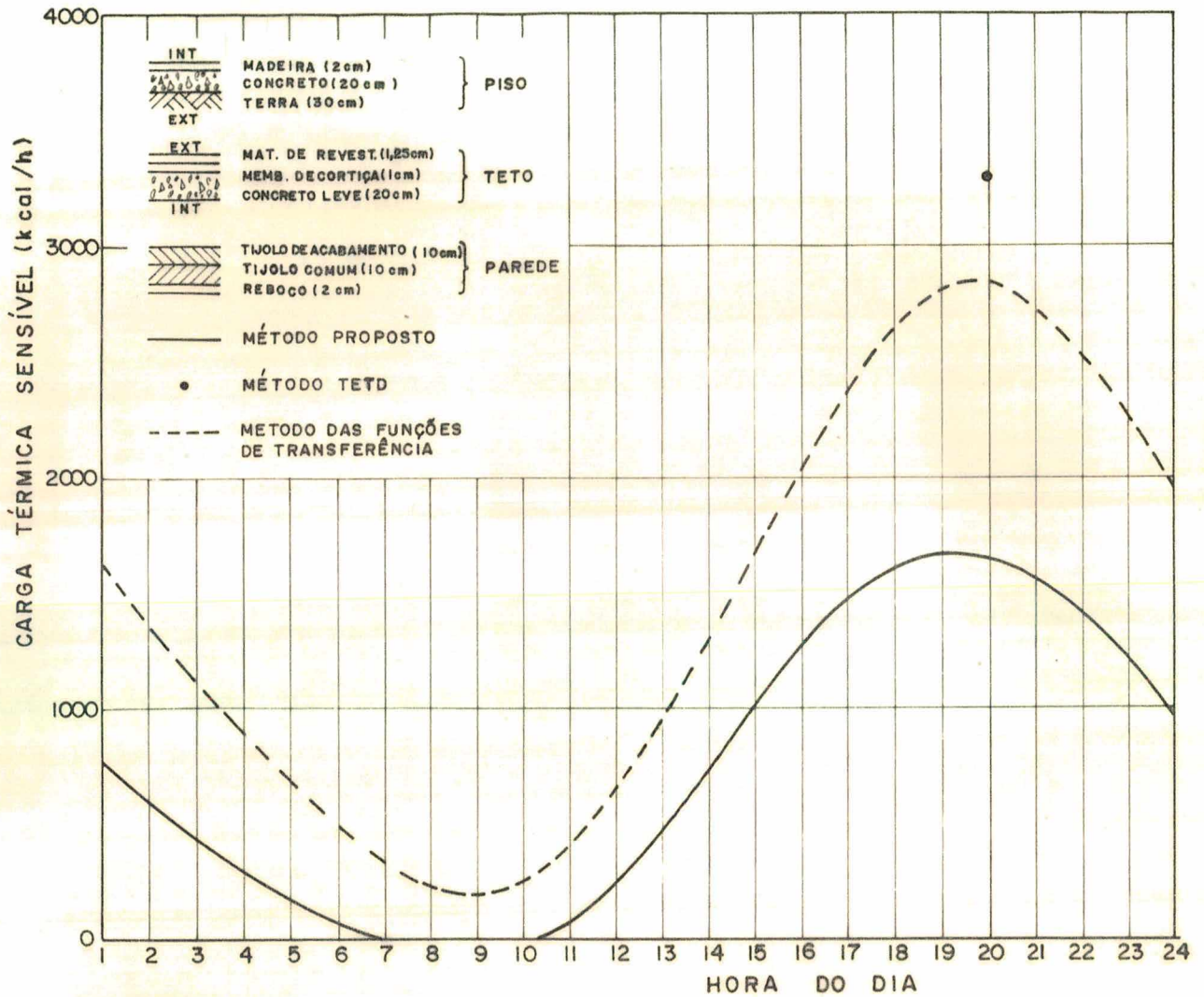


Fig. 3 - Comparação entre os diversos métodos de cálculo de carga térmica.

3 - ALGORITMOS UTILIZADOS NO PROGRAMA

A seguir é apresentada uma breve descrição dos algoritmos utilizados na determinação da carga térmica. A Figura 4 mostra o inter-relacionamento entre os diversos algoritmos.

3.1 - CÁLCULOS PSICROMÉTRICOS (PSICR2)

3.1.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina as propriedades termodinâmicas do ar atmosférico quando a temperatura de bulbo seco, a pressão barométrica e a temperatura de orvalho são conhecidas.

3.1.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

TTS	Temperatura de bulbo seco, °C
TORV	Temperatura de orvalho, °C
PBAR	Pressão barométrica, kgf/cm ²

3.1.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

TTU	Temperatura de bulbo úmido, °C
UESP	Conteúdo de umidade, kg de vapor d'água/kg de ar seco
URELAT	Umidade relativa, %
ENTAL	Entalpia, kcal/kg
PVAPOR	Pressão parcial do vapor d'água no ar atmosférico, kgf/cm ²
PVS	Pressão parcial do vapor d'água no ar atmosférico saturado, kgf/cm ²
VOLUME	Volume específico, m ³ /kg de ar seco

3.1.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

As variáveis PVAPOR e PVS são calculadas com o auxílio do algoritmo PVSAT, a ser descrito em seguida. A temperatura de bulbo úmido (TTU) também é calculada com o auxílio de outro algoritmo (FTTU).

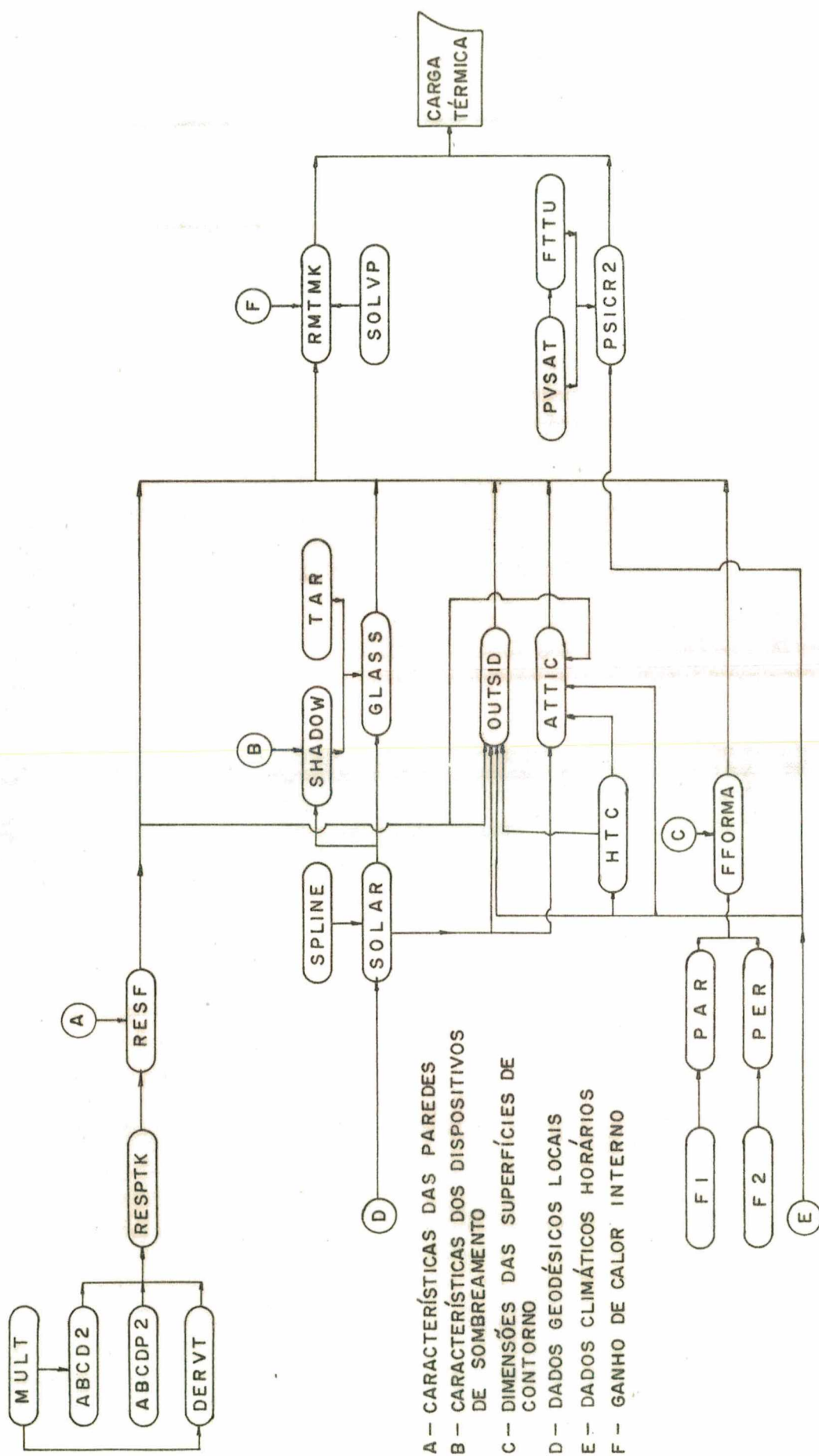


Fig. 4 - Inter-relacionamento entre os diversos algoritmos.

a) Umidade relativa

$$URELAT = (PVAPOR/PVS)100 \quad (3.1)$$

b) Conteúdo de umidade

$$UESP = (0,622.PVAPOR)/(PBAR-PVAPOR) \quad (3.2)$$

c) Volume específico

$$VOLUME = \frac{29,3(TTS+273,16)10^{-4}}{(PBAR - PVAPOR)} \quad (3.3)$$

d) Entalpia

$$ENTAL = 0,24.TTS+(597,39+0,444.TTS).UESP+4,26 \quad (3.4)$$

Todas as expressões acima estão de acordo com a indicadas pela ASHRAE [03].

3.2 - CÁLCULO DA PRESSÃO PARCIAL DO VAPOR D'ÁGUA (PVSAT)

3.2.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina a pressão parcial do vapor d'água no ar atmosférico em função da temperatura.

3.2.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

TTS	Temperatura de bulbo seco, °C
TTU	Temperatura de bulbo úmido, °C
TORV	Temperatura de orvalho, °C

3.2.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

PVAPOR	Pressão parcial do vapor d'água no ar atmosférico, kgf/cm ²
PVS	Pressão parcial do vapor d'água no ar atmosférico saturado, kgf/cm ²

3.2.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

O procedimento adotado foi o indicado pela ASHRAE [01], o qual é descrito em seguida. Os resultados fornecidos por este algoritmo foram verificados com a carta psicrométrica e constatou-se que o mesmo fornece resultados bastante precisos, a menos de 0,1% dos valores lidos diretamente da carta.

Seja t a variável de entrada

1 - sejam	$A(1) = -7,90298$	$B(1) = -9,09718$
	$A(2) = 5,02808$	$B(2) = -3,56654$
	$A(3) = -1,3816E-7$	$B(3) = 0,876793$
	$A(4) = 11,344$	$B(4) = 0,0060273$
	$A(5) = 8,1328E-3$	
	$A(6) = -3,49149$	

2 - seja $T = t + 273,16$

se $T < 273,16$, GO TO 3

caso contrário, fazer:

$Z = 373,16/T$

$P1 = A(1) * (Z - 1)$

$P2 = A(2) * \log(Z)$

$P3 = A(3) * (10^{A(4) * (1 - 1/Z)} - 1)$

$P4 = A(5) * (10^{A(6) * (Z - 1)} - 1)$

GO TO 4

3 - seja $Z = 273,16/T$

$P1 = B(1) * (Z - 1)$

$P2 = B(2) * \log(Z)$

$P3 = B(3) * (1 - 1/Z)$

$P4 = \log(B(4))$

4 - $PVSAT = 1,033 * (10^{P1 + P2 + P3 + P4})$

3.3 - CÁLCULO DA TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (FTTU)

3.3.1 - OBJETIVO

Este algoritmo calcula a temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico, quando a entalpia e a pressão barométrica são conhecidas.

3.3.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

ENTAL Entalpia, kcal/kg
PBAR Pressão barométrica, kgf/cm^2

3.3.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

TTU Temperatura de bulbo úmido, $^{\circ}\text{C}$

3.3.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

O procedimento de cálculo foi o indicado pela ASHRAE|01| o qual é descrito em seguida. Os resultados obtidos através deste algoritmo foram verificados com a carta psicrométrica e constatou-se que o mesmo fornece resultados bastante precisos a menos de 0,1% dos valores lidos diretamente da carta.

1 - se $\text{PBAR} = 1,033$ e $\text{ENTAL} > 0$

seja $Y = \ln(\text{ENTAL}/0,5556)$

para $\text{ENTAL} \leq 11,758$

$\text{TTU} = ((0,604 + 3,4841*Y + 1,3601*Y^{**2} + 0,9731*Y^{**3}) - 32)/1,8$

para $\text{ENTAL} > 11,758$

$\text{TTU} = ((30,9185 - 39,682*Y + 20,5841*Y^{**2} - 1,758*Y^{**3}) - 32)/1,8$

2 - se $\text{PBAR} \neq 1,033$ ou $\text{ENTAL} \leq 0$, o valor de TTU será encontrado através de um processo iterativo, como descrito pela ASHRAE |01|.

3.4 - CÁLCULO DOS FATORES DE FORMA (FFORMA)

3.4.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina os fatores de forma entre as superfícies de um ambiente retangular de dimensões arbitrárias com a possibilidade de existirem duas janelas ou portas de qualquer tamanho e em qualquer posição em cada uma das quatro paredes

3.4.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

L	Comprimento do ambiente, m
W	Largura do ambiente, m
H	Altura do ambiente, m
A	Altura das janelas ou portas, m
B	Largura das janelas ou portas, m
C	Distância do lado esquerdo da janela ou porta ao canto esquerdo da parede, m
D	Distância do piso ao lado inferior da janela ou porta, m

3.4.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

Fm-n	Matriz dos fatores de forma entre as várias superfícies internas do ambiente, adimensional
------	--

3.4.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

a) Determinação do fator de forma entre superfícies paralelas

Os fatores de forma neste caso são calculados segundo a ASHRAE [01], de acôrdo com a Figura 5, e as expressões são indicadas a seguir

$$2\pi \cdot (b_1 - a_1)(d_1 - c_1)F_{1-2} = [P(b_2 - b_1) + P(a_2 - a_1)] \cdot [Q(c_2 - c_1) + Q(d_2 - d_1) - Q(c_2 - d_1) - Q(d_2 - c_1)] + [P(b_2 - a_1) + P(a_2 - b_1)] \cdot [Q(c_2 - d_1) + Q(d_2 - c_1) - Q(c_2 - c_1) - Q(d_2 - d_1)] \quad (3.5)$$

onde

$$P(Z1)Q(Z2) = Z1 \cdot W \cdot \arctan(Z1/W) + Z2 \cdot V \cdot \arctan(Z2/W) - g^2/2 \cdot \ln((W^2 + Z1^2)/W^2) \quad (3.6)$$

$$V^2 = g^2 + Z1^2 \quad (3.7)$$

$$W^2 = g^2 + Z2^2 \quad (3.8)$$

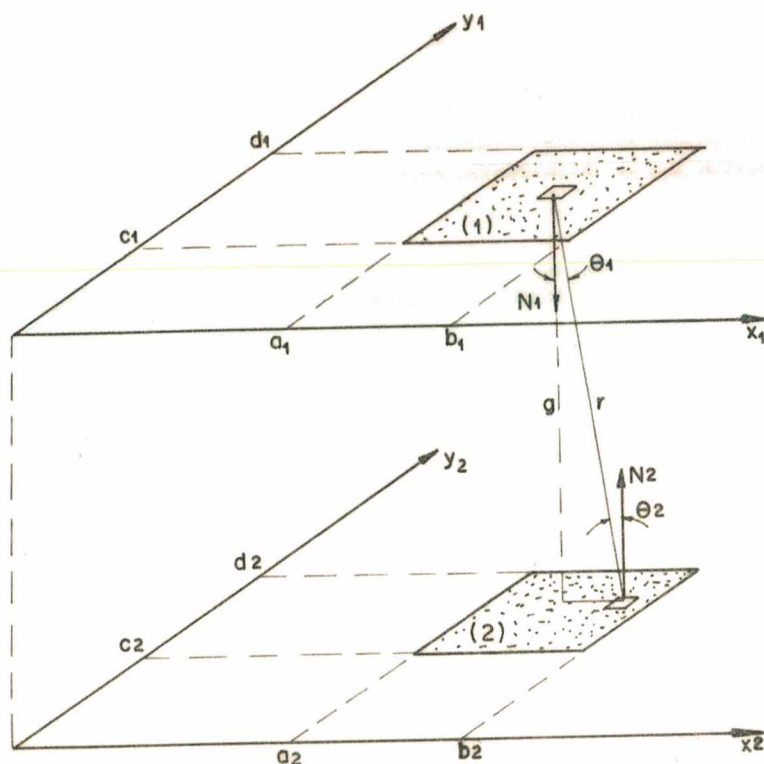


Fig. 5 - Fatores de forma entre superfícies paralelas.

b) Determinação do fator de forma entre superfícies perpendiculares

Os fatores de forma neste caso são calculados segundo a ASHRAE [01], de acordo com a Figura 6, e as expressões são indicadas a seguir.

$$2\pi(b_1 - a_1)(d_1 - c_1)F_{1-2} = [R(b_2 - b_1) + R(a_2 - a_1)] \cdot [S(c_2 + c_1) + S(d_2 + d_1) - S(c_2 + d_1) - S(d_2 + c_1)] + [R(b_2 - a_1) + R(a_2 - b_1)] \cdot [S(c_2 + d_1) + S(d_2 + c_1) - S(c_2 + c_1) - S(d_2 + d_1)] \quad (3.9)$$

$$\text{onde} \quad R(Z1)S(Y2+Y1) = T \cdot Z1 \cdot \arctan(Z1/T) + 1/4(Z1^2 - T^2) \cdot \ln(T^2 + Z1^2) \quad (3.10)$$

$$T^2 = Y2^2 + Y1^2 \quad (3.11)$$

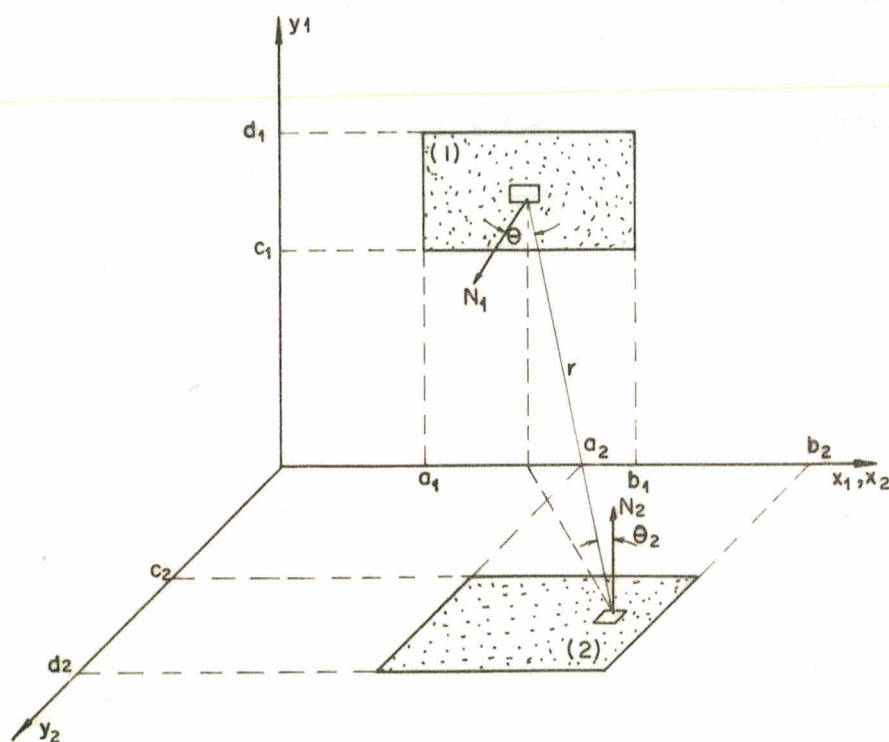


Fig. 6 - Fatores de forma entre superfícies perpendiculares.

Os resultados obtidos por este algoritmo foram verificados com os resultados obtidos segundo o procedimento de cálculo indicado por Howell [02], e constatou-se que os mesmos são idênticos.

3.5 - CÁLCULO DOS DADOS SOLARES BÁSICOS (SOLAR)

3.5.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina os ângulos solares básicos e a intensidade da radiação solar total incidente sobre a superfície em consideração.

3.5.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

L	Latitude, graus
λ	Longitude, graus
ρ	Refletividade do solo, %
WA	Azimute de parede, graus
Σ	Inclinação da parede, graus
d	Data, dias a partir do início do ano
t	Tempo, horas após a meia noite

3.5.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

δ	Declinação solar, graus
ET	Equação do tempo, horas
A	Constante solar aparente, kcal/hm^2
B	Coeficiente de extinção da atmosfera, $(\text{massa de ar})^{-1}$
C	Fator de céu difuso, adimensional
TZN	Correção no tempo devido a longitude, horas
H	Ângulo hora, graus
β	Altitude solar, graus
ϕ	Azimute solar, graus
θ	Ângulo de incidência, graus
ID	Intensidade da radiação solar direta normal à superfície em consideração, kcal/hm^2
Id	Intensidade da radiação solar difusa proveniente do céu

	sobre a superfície em consideração, kcal/hm^2
Ir	Intensidade da radiação solar difusa refletida pelo solo incidente sobre a superfície em consideração, kcal/hm^2
It	Intensidade da radiação solar total incidente sobre a <u>su</u> perfície em consideração, kcal/hm^2

3.5.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

O azimute de parede(WA) corresponde ao ângulo entre a projeção da normal à superfície em consideração sobre uma superfície horizontal e o eixo sul(Figura 7). A inclinação da parede(Σ) corresponde ao ângulo entre a superfície em consideração e uma superfície horizontal(Figura 7).

a) Declinação solar (δ)

É o ângulo compreendido entre a linha que une os centros da Terra e do Sol e a sua projeção sobre a linha do equador(Figura 8).

b) Equação do tempo (ET)

Os cálculos de radiação solar devem ser feitos em termos do tempo solar.

O tempo estimado no Meridiano de Greenwich(longitude zero) é conhecido como tempo civil de Greenwich(GCT) ou tempo universal. Tal tempo é expresso numa escala de 0 a 24 horas. O tempo local civil(LCT) depende da longitude precisa do observador. Para um determinado meridiano, LCT é mais avançado no mesmo instante do que um meridiano mais a oeste e menos avançado do que um meridiano mais a leste. A diferença é de quatro minutos por grau de diferença na longitude.

O tempo medido através do movimento diurno aparente do Sol é chamado de tempo solar. Enquanto um dia civil é de precisamente 24 horas, um dia solar é levemente diferente devido à irregularidades no movimento de rotação da Terra, obliquidade da órbita da Terra e outros fatores.

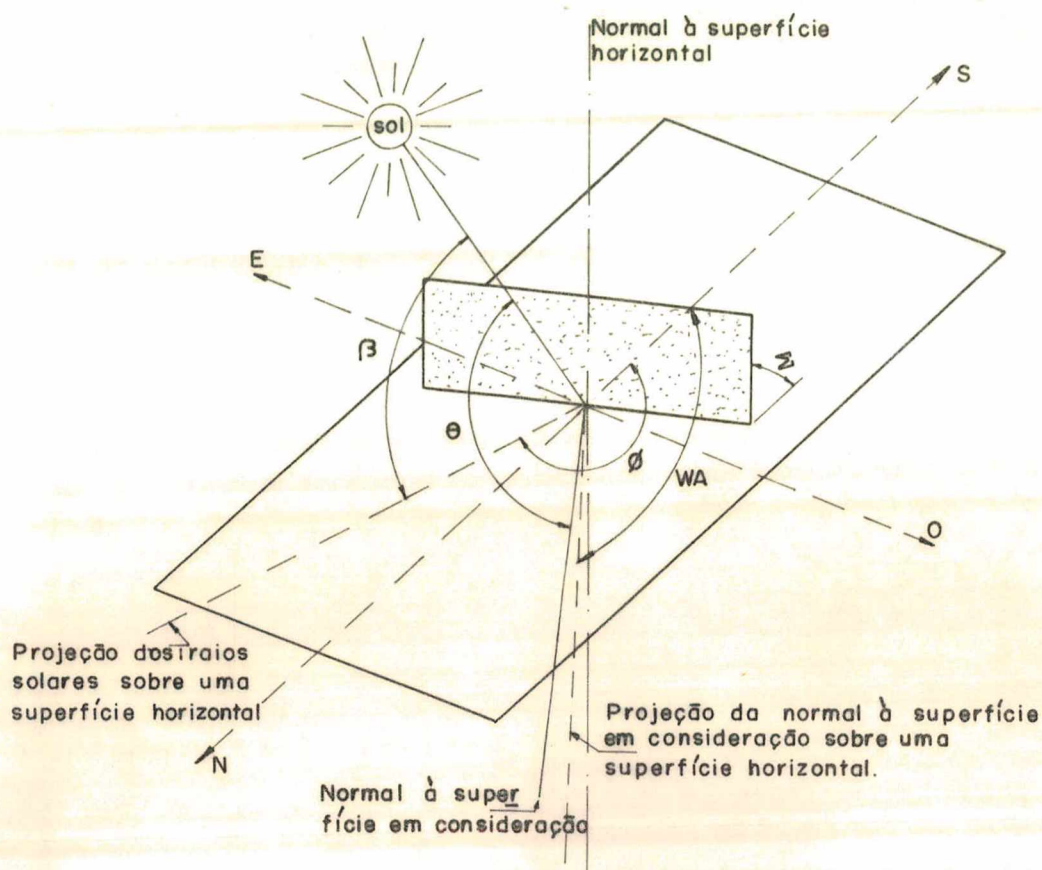


Fig. 7 - Ângulos solares para superfícies inclinadas.

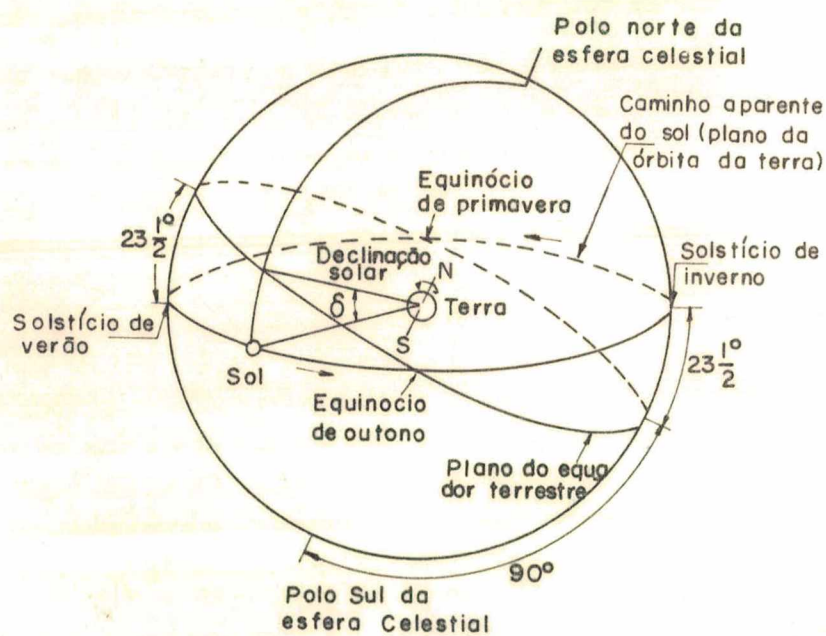


Fig. 8 - Esfera celestial esquemática mostrando o caminho aparente do sol e a declinação solar.

A diferença entre o tempo solar(TS) e o tempo local civil (LCT) é chamada de equação do tempo. Assim,

$$TS = LCT + ET \quad (3.12)$$

c) Constante solar aparente (A)

Quando a Terra está a uma distância média do Sol, a intensidade da radiação solar incidente sobre uma superfície normal aos raios solares fora do limite da atmosfera é conhecida como constante solar(I_{sc}). Threlkeld [04] recomenda o valor de 444,7 BTU/hft² para a constante solar com uma margem de erro de $\pm 2\%$.

Devido à órbita da Terra ser levemente elíptica e a intensidade da radiação extra-terrestre(I_o) variar inversamente com o quadrado da distância entre o Sol e a Terra, I_o varia de um máximo no meio do verão, quando a Terra está mais próxima do Sol, a um mínimo no inverno, quando a distância entre o Sol e a Terra alcança o seu máximo.

A constante solar aparente é a intensidade de radiação extra-terrestre média em dias sem nuvens, levando em consideração a distância entre o Sol e a Terra e a variação no conteúdo de pó e vapor d'água presentes na atmosfera.

As variáveis de saída relacionas até aqui, δ , ET e A além das variáveis B e C, coeficiente de extinção da atmosfera e fator de céu difuso, respectivamente, são tabeladas pela ASHRAE [03] para o 21º dia de cada mês, para o hemisfério norte. Para o hemisfério sul, os valores de B e C devem ser alterados por seis meses. Para obtermos valores destas variáveis em datas diferentes das tabeladas foi utilizado o método de interpolação spline.

d) Correção no tempo devido à longitude (TZN)

Considerando que a correção é de quatro minutos por grau de diferença na longitude, temos

$$TZN = 4\ell/60 \quad (3.13)$$

e) Ângulo hora (H)

Corresponde a 15 vezes o número de horas afastadas do meio dia solar. Assim,

$$TS = 12 \text{ horas} - H = 0$$

$$TS > 12 \text{ horas} - H > 0 \text{ (período da tarde)}$$

$$TS < 12 \text{ horas} - H < 0 \text{ (período da manhã)}$$

Segundo a ASHRAE [01], o ângulo hora pode ser calculado através de:

$$H = 15(t-12+TZN+ET)-\ell \quad (3.14)$$

f) Altitude solar (β)

A altitude solar é o ângulo compreendido entre o raio solar e a projeção do mesmo sobre um plano horizontal (Figura 7).

Segundo Kreith [06], a altitude solar pode ser calculada através da expressão (3.15), abaixo.

$$\beta = \arcsen(\sen L \cdot \sen \delta + \cos \delta \cdot \cos H \cdot \cos L) \quad (3.15)$$

g) Azimute solar (ϕ)

Sejam S, W e Z os ângulos diretores do raio solar e sejam cos S, cos W e cos Z os respectivos cosenos diretores.

Segundo a ASHRAE [03] e de acordo com a Figura 9 estes cosenos diretores podem ser calculados através das expressões abaixo.

$$\cos Z = \sen \beta = \cos L \cdot \cos \delta \cdot \cos H + \sen L \cdot \sen \delta \quad (3.16)$$

$$\cos W = \cos \delta \cdot \sen H \quad (3.17)$$

$$\cos S = \pm (1 - \cos^2 W - \cos^2 Z)^{1/2} \quad (3.18)$$

Para o hemisfério sul, se:

$$\cos H \leq \tan \delta / \tan L \quad - \quad \cos S > 0$$

$$\cos H > \tan \delta / \tan L \quad - \quad \cos S < 0$$

Da Figura 9, podemos concluir que:

$$\text{sen } \phi = (\cos \delta \cdot \text{sen} H / \cos \beta) \quad (3.19)$$

$$\text{se: } \cos S \leq 0 \quad - \quad \phi = \pi - \arcsen \phi$$

$$\cos S > 0 \quad - \quad \phi = \arcsen \phi$$

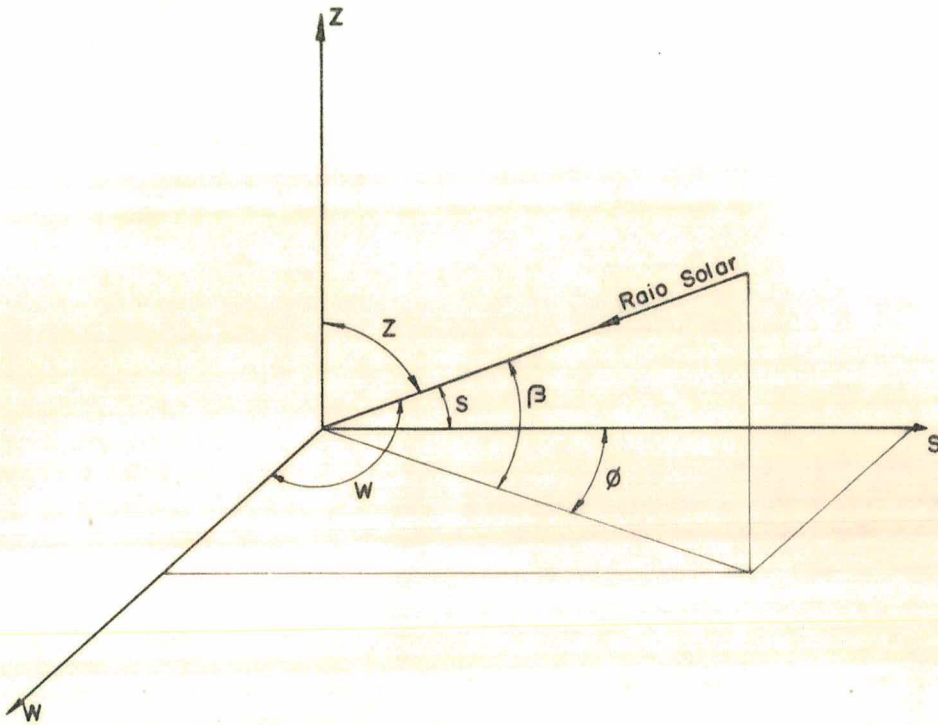


Fig. 9 - Ângulos diretores do raio solar

h) Ângulo de incidência (θ)

Da Figura 10, podemos concluir que os cossenos diretores da normal a superfície em consideração podem se expressos através das seguintes relações:

$$\alpha = \cos \Sigma \quad (3.20)$$

$$\gamma = \text{sen} \Sigma \cdot \cos W_A \quad (3.21)$$

$$v = \text{sen} \Sigma \cdot \text{sen} W_A \quad (3.22)$$

O ângulo de incidência pode então ser calculado segundo a ASHRAE [03] através da equação (3.23)

$$\theta = \arccos(\alpha \cdot \cos Z + v \cdot \cos W + \gamma \cdot \cos S) \quad (3.23)$$

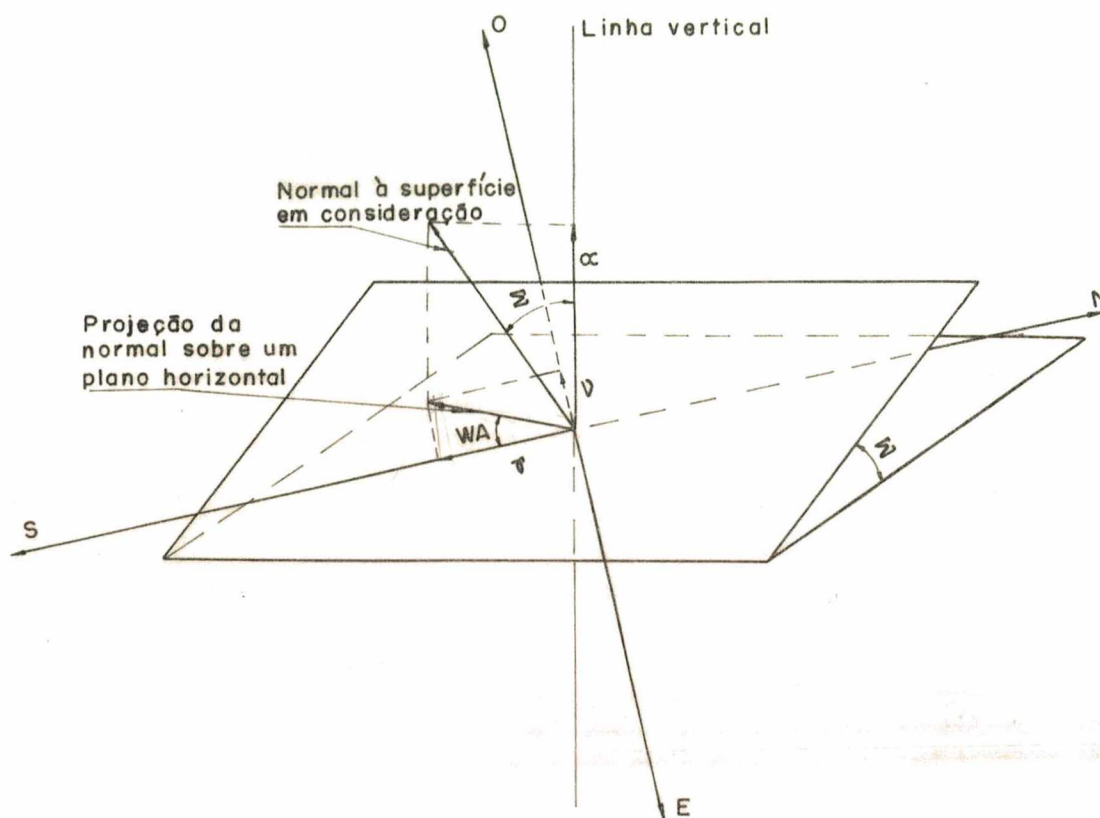


Fig. 10 - Cosenos diretores da normal à superfície em consideração.

i) Intensidade da radiação solar direta normal a superfície em consideração (ID)

Ao passar através da atmosfera da Terra, a radiação solar é espalhada e absorvida por partículas de pó, moléculas de gases, ozônio e vapor d'água.

A extensão deste efeito em um dado tempo é determinada pela composição da atmosfera e pelo comprimento do caminho atmosférico atravessado pelos raios solares.

Este comprimento é expresso em termos de massa de ar. Define-se razão de massa de ar (m), como sendo a relação existente entre o comprimento do caminho dos raios solares através da atmosfera e o comprimento do caminho se o Sol estivesse a pino (Figura 11).

Da Figura 11, conclui-se que:

$$m = 1/\text{sen}\beta \quad (3.24)$$

Kreith [06] propõe a expressão (3.25) abaixo, para o cálculo da razão de massa de ar(m) ao nível do mar.

$$m(0,\beta) = [1229(614\text{sen}\beta)^2]^{1/2} - 614\text{sen}\beta \quad (3.25)$$

Utilizaremos a equação (3.24) proposta pela ASHRAE [03], pois os valores conseguidos através da mesma diferem em média apenas 0,2% dos valores obtidos através da equação (3.25).

A razão de massa de ar(m) a uma altitude Z acima do nível do mar, segundo a ASHRAE [03] pode ser calculada por:

$$m(Z,\beta) = m(0,\beta)P(Z)/P(0) \quad (3.26)$$

onde P é a pressão atmosférica.

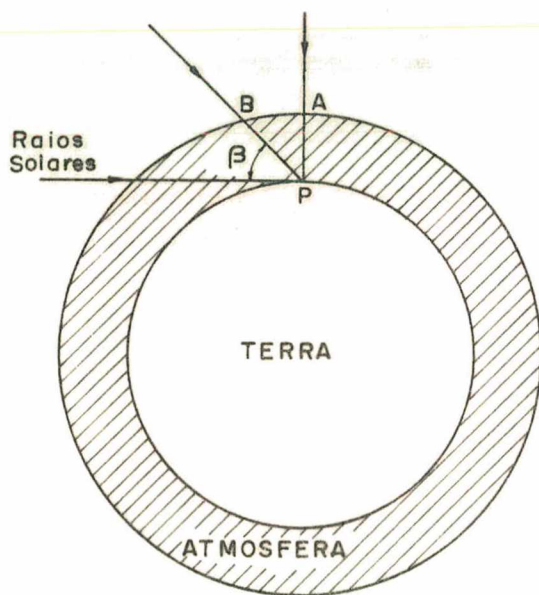


Fig. 11 - Variação da absorção dos raios solares pela atmosfera, com o deslocamento do Sol sobre o horizonte.

Segundo Kreith [06] a intensidade de radiação solar direta normal a uma superfície horizontal pode ser calculada pela equação de Bouger,

$$IDN = A.e^{-Bm} \quad (3.27)$$

Os resultados conseguidos através da equação (3.27) não são os valores máximos de IDN que podem ocorrer em cada dia, mas são valores representativos de condições médias em dias sem nuvens. Para atmosferas muito claras, o valor de IDN pode ser 10% mais alto do que o conseguido através da equação (3.27), devendo portanto haver uma correção no valor de IDN.

A intensidade de radiação solar direta normal à superfície em consideração (ID) pode ser conseguida através da equação (3.28) abaixo.

$$ID = IDN.\cos\theta \quad (3.28)$$

j) Intensidade da radiação solar difusa proveniente do céu, incidente sobre a superfície em consideração (Id)

Uma parte da radiação solar que foi espalhada pelas moléculas de ar e partículas de pó chega à Terra na forma de radiação difusa. A intensidade de radiação solar difusa, proveniente de um céu sem nuvens, incidente sobre qualquer superfície pode ser calculada de acordo com a ASHRAE [03] através da equação (3.29).

$$Id = C.IDN.F_{ss} \quad (3.29)$$

onde F_{ss} - Fator de configuração entre a superfície e o céu, isto é, a fração da radiação emitida pela superfície que vai diretamente para o céu.

Segundo a ASHRAE [03] se $\cos\theta > -0,2$

$$F_{ss} = 0,55 + 0,437.\cos\theta + 0,313.\cos^2\theta \quad (3.30)$$

caso contrário

$$F_{ss} = 0,45$$

- 1) Intensidade da radiação solar difusa refletida pelo solo incidente sobre a superfície em consideração(I_r)

A intensidade da radiação solar difusa refletida pelo solo segundo a ASHRAE [03] pode ser calculada através da expressão (3.31) abaixo.

$$I_r = [IDN(C + \sin\beta)\rho]F_{sg} \quad (3.31)$$

onde F_{sg} - Fator de configuração entre o solo e uma superfície inclinada.

O valor de F_{sg} pode ser conseguido através da equação (3.32) abaixo.

$$F_{sg} = (1 - \cos\Sigma)/2 \quad (3.32)$$

- m) Intensidade da radiação solar total incidente sobre a superfície em consideração(I_t)

A intensidade da radiação solar total incidente sobre uma superfície é a soma da radiação normal direta(ID), da radiação difusa proveniente do céu(Id) e da radiação difusa refletida pelo solo(I_r), ou seja:

$$I_t = ID + Id + I_r \quad (3.33)$$

3.6 - CÁLCULO DAS PROPRIEDADES SOLARES ÓPTICAS (TAR)

3.6.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina a absortividade e a transmissividade da radiação solar incidente sobre uma superfície vítrea.

3.6.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

$\cos\theta$	Coseno do ângulo de incidência
$k \cdot \ell$	Coefficiente de extinção do vidro em consideração, adimensional

3.6.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

τ_D	Transmissividade da radiação solar direta, adimensional
τ_d	Transmissividade da radiação solar difusa, adimensional
α_D	Absortividade da radiação solar direta, adimensional
α_d	Absortividade da radiação solar difusa, adimensional

3.6.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

São utilizados os polinômios calculados por Stephenson|07| em função do cosseno do ângulo de incidência. Os coeficientes dos polinômios são tabelados pela ASHRAE|01| em função do coeficiente de extinção, para vidros simples e duplos. Os polinômios são:

a) Vidros simples

$$\tau_D = \sum_{j=0}^5 t_j \cdot \cos^j \theta \quad (3.34)$$

$$\alpha_D = \sum_{j=0}^5 a_j \cdot \cos^j \theta \quad (3.35)$$

$$\tau_d = 2 \sum_{j=0}^5 t_j / (j+2) \quad (3.36)$$

$$\alpha_d = 2 \sum_{j=0}^5 a_j / (j+2) \quad (3.37)$$

b) Vidros duplos

$$\tau_D = \sum_{j=0}^5 TD_j \cdot \cos^j \theta \quad (3.38)$$

$$\tau_d = \sum_{j=0}^5 TD_j / (j+2) \quad (3.39)$$

$$\alpha_{Do} = \sum_{j=0}^5 a_{jo} \cdot \cos^j \theta \quad (3.40)$$

$$\alpha_{do} = 2 \sum_{j=0}^5 a_{jo} / (j+2) \quad (3.41)$$

$$\alpha_{Di} = \sum_{j=0}^5 a_{ji} \cdot \cos^j \theta \quad (3.42)$$

$$\alpha_{di} = 2 \sum_{j=0}^5 a_{ji} / (j+2) \quad (3.43)$$

Os índices "o" e "i" indicam o vidro externo e o interno respectivamente.

Algumas vezes os fabricantes de vidros fornecem o valor da transmissividade da radiação solar normal à superfície vítrea. Neste caso o coeficiente de extinção pode ser conseguido através da Figura 12. Os dados para a construção da curva foram fornecidos por Stephenson [07].

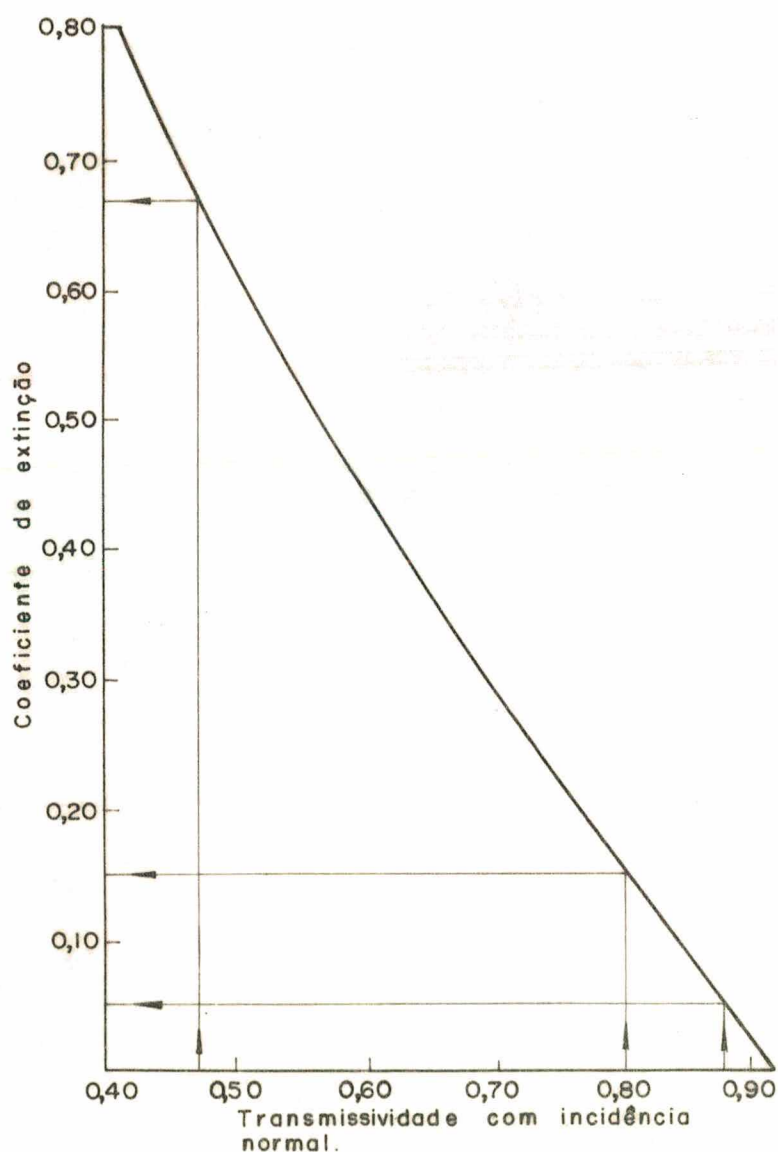


Fig. 12 - Coeficiente de extinção em função da transmissividade com incidência normal.

3.7 - CÁLCULO DO GANHO DE CALOR SOLAR ATRAVÉS DE SUPERFÍCIES VÍTREAS (GLASS)

3.7.1 - OBJETIVO

Este algoritmo calcula o fluxo de calor devido à insolação através de uma superfície vítrea.

3.7.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

IDN	Intensidade de radiação solar normal direta, kcal/hm^2
Id	Intensidade de radiação solar difusa proveniente do céu, kcal/hm^2
Ir	Intensidade de radiação solar difusa refletida pelo solo, kcal/hm^2
$\cos \theta$	Coseno do ângulo de incidência
RO	Resistência térmica superficial externa, $\text{hm}^{20}\text{C/kcal}$
RI	Resistência térmica superficial interna, $\text{hm}^{20}\text{C/kcal}$
RS	Resistência térmica convectiva do espaço de ar, $\text{hm}^{20}\text{C/kcal}$
SHRAT	Fator de área insolarada, adimensional
CSOM	Coeficiente de sombreamento, adimensional
FWS	Fator de forma entre a janela e o céu, adimensional
FWG	Fator de forma entre a janela e o solo, adimensional
τ_D	Transmissividade da radiação solar direta, adimensional
τ_d	Transmissividade da radiação solar difusa, adimensional
α_{Do}	Absortividade da radiação solar direta (vidro externo), adimensional
α_{do}	Absortividade da radiação solar difusa (vidro externo), adimensional
α_{Di}	Absortividade da radiação solar direta (vidro interno), adimensional
α_{di}	Absortividade da radiação solar difusa (vidro interno), adimensional

3.7.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

SHG Ganho de calor solar através de uma superfície vítrea ,
kcal/hm²

3.7.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

Segundo a ASHRAE |01| , na falta de dados mais exatos utiliza-se FWS e FWG iguais a 0,5.

De acordo com a ASHRAE |03| , considerando-se convecção natural na superfície interna da janela pode-se utilizar o valor de 0,14 hm²°C/kcal para a resistência térmica superficial interna.

No caso de janelas com vidros duplos e sem pintura refletiva o valor assumido para a resistência térmica convectiva do espaço de ar(RS) terá segundo a ASHRAE |03| um valor igual a 0,1575 hm²°C/kcal. Quando uma pintura refletiva for utilizada o valor de RS pode ser determinado segundo o procedimento de cálculo indicado pela ASHRAE |03|.

A resistência térmica superficial externa(RO) será calculada em função da velocidade do vento através do algoritmo HTC, a ser descrito em seguida.

O fator de área insolarada(SHRAT), é a variável de saída do algoritmo SOMBRA, a ser descrito a seguir, e representa a relação entre a área da janela atingida pelos raios solares e a área total da janela.

O coeficiente de sombreamento(CSOM) é a relação entre o ganho de calor solar através da superfície vítrea em consideração e o ganho de calor solar através da superfície vítrea de referência. Considerando como superfície de referência um vidro de coeficiente de extinção(k*ℓ) de 0,05, o valor do coeficiente de sombreamento pode ser obtido segundo a ASHRAE |03|.

A qualquer instante o balanço de calor entre uma unidade de área da superfície vítrea atingida pelos raios solares e o meio ambiente, como mostrado na Figura 13, nos fornecerá o ganho de calor devido à insolação através da superfície vítrea considerada.

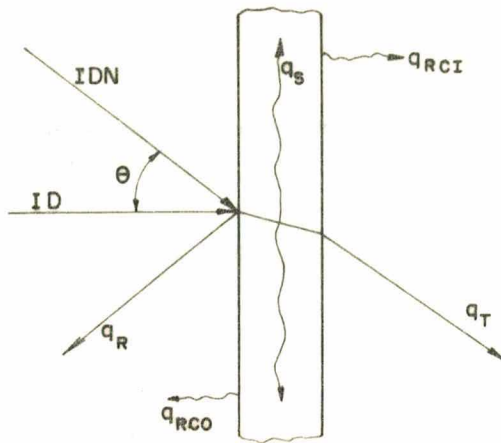


Fig. 13 - Balanço instantâneo de calor para uma superfície vítrea atingida pelos raios solares.

Onde q_R , q_S e q_T representam o calor refletido, armazenado no vidro e transmitido, respectivamente. Em geral, q_S é relativamente pequeno e é desprezado. Os termos q_{RCO} e q_{RCI} são os fluxos de calor por convecção e radiação externo e interno, respectivamente.

Para janelas com vidro simples, temos:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Calor total} \\ \text{admitido atra-} \\ \text{vês do vidro} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Radiação transmi-} \\ \text{tida através do} \\ \text{vidro} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Parcela da energia absor-} \\ \text{vida que é transmitida} \\ \text{por convecção e radiação} \end{array} \right]$$

$$SHG = q_T + q_{RCI} \quad (3.44)$$

$$q_T = (ID \cdot \tau_D + (Id.FWS + Ir.FWG) \cdot \tau_d) \quad (3.44)$$

$$q_{RCI} = (ID \cdot \alpha_D + (Id.FWS + Ir.FWG) \cdot \alpha_d) \cdot NO \quad (3.45)$$

$$\text{logo, } SHG = SHRAT \cdot ID \cdot (\tau_D + \alpha_D \cdot NO) + (Id.FWS + Ir.FWG) \cdot (\tau_d + \alpha_d \cdot NO) \quad (3.46)$$

Para janelas com vidros duplos, temos:

$$SHG = q_T + q_{RCI}$$

$$q_T = (ID \cdot \tau_D + (Id.FWS + Ir.FWG) \cdot \tau_d) \quad (3.47)$$

$$q_{RCI} = (ID \cdot \alpha_{Do} + (Id.FWS + Ir.FWG) \cdot \alpha_{do}) \cdot NO + (ID \cdot \alpha_{Di} + (Id.FWS + Ir.FWG) \cdot \alpha_{di}) \cdot NI \quad (3.48)$$

$$\text{logo, } SHG = SHRAT \cdot ID \cdot (\tau_D + \alpha_{Do} \cdot NO + \alpha_{Di} \cdot NI) + (Id.FWS + Ir.FWG) \cdot (\tau_d + \alpha_{do} \cdot NO + \alpha_{di} \cdot NI) \quad (3.49)$$

onde NO - Fração da energia absorvida no vidro externo que é transmitida para o ambiente

NI - Fração da energia absorvida no vidro interno que é transmitida para o ambiente

Os valores de NO e NI podem ser encontrados através das equações (3.50) e (3.51), respectivamente.

$$NO = RO / (RO + RI + RS) \quad (3.50)$$

$$NI = (RO + RS) / (RO + RI + RS) \quad (3.51)$$

3.8 - CÁLCULO DOS COEFICIENTES SUPERFICIAIS EXTERNOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (HTC)

3.8.1 - OBJETIVO

Este algoritmo calcula os coeficientes superficiais de transferência de calor para as superfícies externas como uma função da velocidade do vento e do tipo de construção da superfície.

3.8.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

V	Velocidade do vento, m/s
DIR	Direção do vento, graus
IS	Índice de identificação da superfície, adimensional
WA	Azimute da parede, graus

3.8.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

RAD	Coefficiente combinado de transferência de calor, kcal/hm ² °C
CONV	Coefficiente de transferência de calor por convecção, kcal/hm ² °C

3.8.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

As variáveis DIR e WA devem ser tomadas no sentido horário a partir do norte e do sul, respectivamente.

1 - Conversão da velocidade do vento para milhas/h

$$VEL = 2,2371 * V \quad (3.52)$$

2 - Cálculo do coeficiente combinado

$$RAD = (A(IS) * VEL^{**2} + B(IS) + C(IS)) * 4,88 \quad (3.53)$$

onde A, B e C são dados na Tabela I, em função do tipo de construção da superfície.

Tab. I - Valores das constantes para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor externos.

SUPERFÍCIE	IS	A	B	C
Stucco (1)	1	0,0	0,464	2,04
Tijolo e reboco áspero	2	0,01	0,320	2,20
Concreto	3	0,0	0,330	1,90
Pinho	4	-0,002	0,315	1,45
Reboco liso	5	0,0	0,244	1,80
Vidro	6	-0,00125	0,262	1,45

(1) Stucco - Acabamento exterior de paredes de alvenaria com posto de cimento, areia e cal hidratado, mistura do com água e aplicado na parede molhada

A equação (3.53) e as constantes A, B e C estão de acordo com a ASHRAE |01|.

3 - Cálculo da direção do vento em relação à normal à superfície

$$RWD = WA + 180 - DIR$$

$$\text{se } |RWD| > 180, RWD = 360 - RWD$$

4 - Cálculo da velocidade do ar próximo à superfície da parede

se $|RWD| < 90$ (barlavento)

$VC = 0,25 * V$ para $V > 2$

$VC = 0,5$ para $V \leq 2$

se $|RWD| \geq 90$ (sotavento)

$VC = 0,3 + 0,05 * V$

5 - Cálculo do coeficiente externo de transferência de calor por convecção

$$CONV = 16 * (VC^{**0,605}) \quad (3.54)$$

A equação (3.45) acima, foi obtida por Kimura [09].

3.9 - CÁLCULO DE SOMBRAS SOBRE JANELAS (SOMBRA)

3.9.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina a fração da janela que se encontra à sombra devido à utilização de dispositivos externos de sombreamento.

3.9.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

ϕ	Azimuth solar, graus
WA	Azimuth de parede, graus
$\cos Z$	Coseno diretor do raio solar
SHDX	Conjunto de dados geométricos característicos da janela e dos seus respectivos dispositivos externos de sombreamento conforme Figuras 14 e 15, m

3.9.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

SHRAT	Razão entre a área da janela atingida pelos raios solares e a área total da janela, adimensional
-------	--

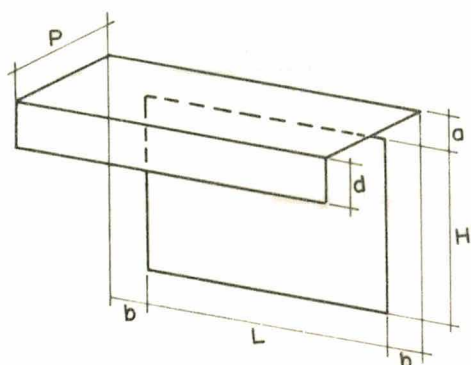


Fig. 14 - Janela com projeção horizontal.

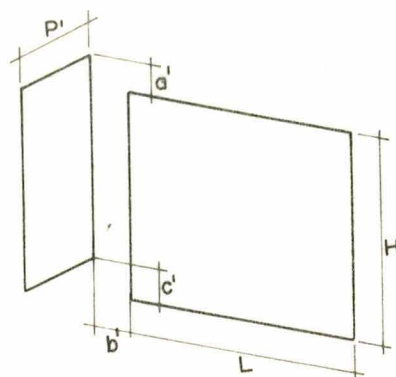


Fig. 15 - Janela com aletas laterais.

3.9.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

Muitos programas existente para o cálculo da carga térmica são baseados em hipóteses simplificativas que afetam seriamente seus resultados. Por exemplo, a hipótese de que os dispositivos externos de sombreamento tais como aletas laterais e projeções horizontais são contínuos, podem introduzir um erro de 50% no cálculo do ganho de calor solar através das janelas. Hipótese utilizadas em alguns programas simplificados onde o sombreamento externo é considerado como uma percentagem fixa da área da janela, introduzem erros ainda maiores. Para desenvolver procedimentos que calculam precisamente o ganho de calor solar horário através de janelas é necessário o conhecimento da fração da área da janela que se encontra à sombra de hora em hora.

As equações para o cálculo de sombras sobre janelas apresentadas neste algoritmo foram desenvolvidas por T.Y.Sun [08].

Várias formas de sombras sobre janelas são mostradas na Figura 17. Sombras para uma projeção horizontal, para uma projeção horizontal com uma projeção vertical na extremidade e para aletas laterais foram separadas para simplificar as equações e o procedimento de cálculo.

a) Sombras provocadas por projeções horizontais

A largura da projeção horizontal é assumida igual ou maior do que a largura da janela. A Figura 16 mostra uma sombra típica provocada por uma projeção horizontal.

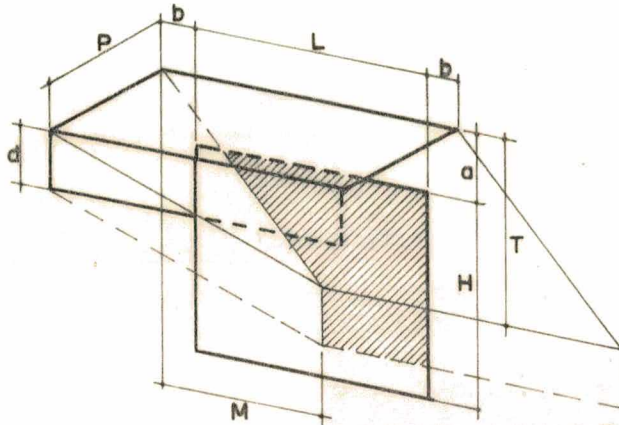


Fig. 16 - Sombra provocada por uma projeção horizontal.

Além das dimensões físicas fixas, tais como L , H , a e b , todas as equações são expressas em termos das dimensões T e M (Figura 16) que podem ser determinadas através das equações (3.55) e (3.56), respectivamente.

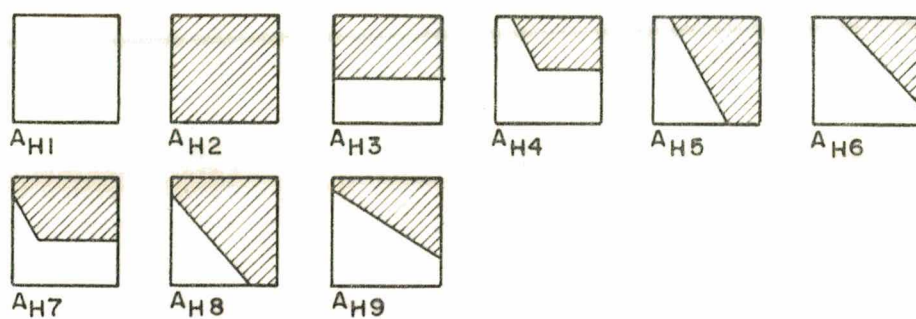
$$T = P \cdot \tan \beta / \cos(\text{WSA}) \quad (3.55)$$

$$M = P \cdot \tan(\text{WSA}) \quad (3.56)$$

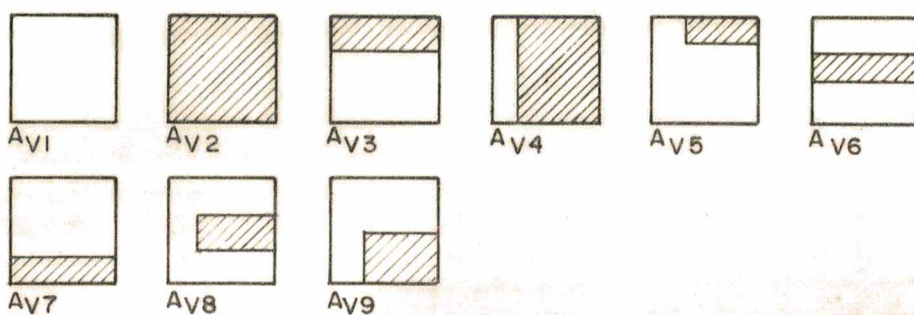
onde WSA - Azimute solar de parede

O valor de WSA pode ser encontrado através da equação (3.57) abaixo.

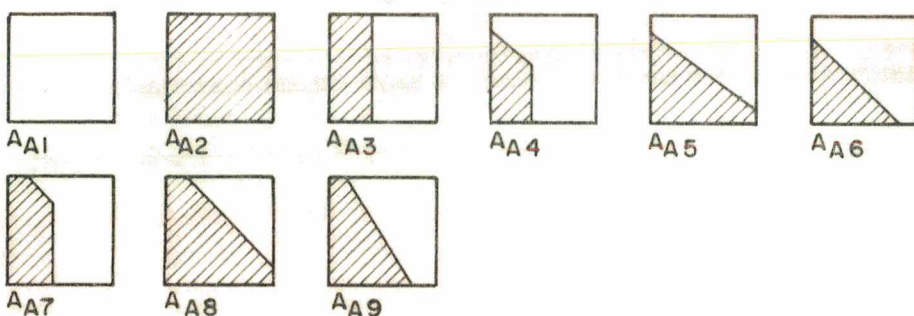
$$\text{WSA} = \phi - \text{WA} \quad (3.57)$$



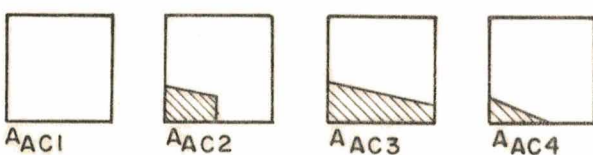
FORMAS DE SOMBRAS PROVOCADAS POR PROJEÇÕES HORIZONTAIS



FORMAS DE SOMBRAS PROVOCADAS POR PROJEÇÕES HORIZONTAIS
COM UMA PROJEÇÃO VERTICAL NA EXTREMIDADE.



FORMAS DE SOMBRAS PROVOCADAS POR ALETAS LATERAIS



ÁREAS NÃO SOMBREADAS DEVIDO A UTILIZAÇÃO DE ALETAS
LATERAIS CURTAS

Fig. 17 - Formas de sombras para vários dispositivos
externos de sombreamento.

As equações para o cálculo da área da janela que se encontra à sombra, neste caso, são de acordo com a Figura 17, as seguintes:

$$A_{H1} = 0 \quad (3.58)$$

$$A_{H2} = H.L \quad (3.59)$$

$$A_{H3} = L.(T-a) \quad (3.60)$$

$$A_{H4} = (T-a).[L+b-M.(1+a/T)/2] \quad (3.61)$$

$$A_{H5} = H.\{L-[(a+H/2).M/T]+b\} \quad (3.62)$$

$$A_{H6} = \{[(L+b).T/M]-a\}^2.M/(2T) \quad (3.63)$$

$$A_{H7} = [(T-a).L]-[(M-b)^2.T/(2M)] \quad (3.64)$$

$$A_{H8} = (H.L)-\{[(H+a).M/T]-b\}^2.T/(2M) \quad (3.65)$$

$$A_{H9} = L.\{[(b+L/2).T/M]-a\} \quad (3.66)$$

b) Sombras provocadas por projeções horizontais com uma projeção vertical na extremidade

A largura da projeção vertical é assumida igual a largura da projeção horizontal. As equações para o cálculo da área da janela que se encontra à sombra, neste caso, são de acordo com a Figura 17, as seguintes:

$$A_{V1} = 0 \quad (3.67)$$

$$A_{V2} = H.L \quad (3.68)$$

$$A_{V3} = L.(T+d-a) \quad (3.69)$$

$$A_{V4} = H.(L+b-M) \quad (3.70)$$

$$A_{V5} = (T+d-a).(L+b.M) \quad (3.71)$$

$$A_{V6} = L.d \quad (3.72)$$

$$A_{V7} = L.(H+a-T) \quad (3.73)$$

$$A_{V8} = (L+b-M).d \quad (3.74)$$

$$A_{V9} = (L+b-M).(H+a-T) \quad (3.75)$$

c) Sombras provocadas por aletas laterais

A Figura 18 mostra uma sombra típica provocada por uma aleta lateral. A dimensão a' é considerada positiva quando a aleta ultrapassar a altura da janela. Caso contrário o valor de a' será negativo. A dimensão c' neste caso é considerada zero. Qualquer área não sombreada, resultante da utilização de uma aleta curta ($c' > 0$), será calculada através das equações (3.84) a (3.87) e posteriormente deduzidas do valor obtido neste ítem.

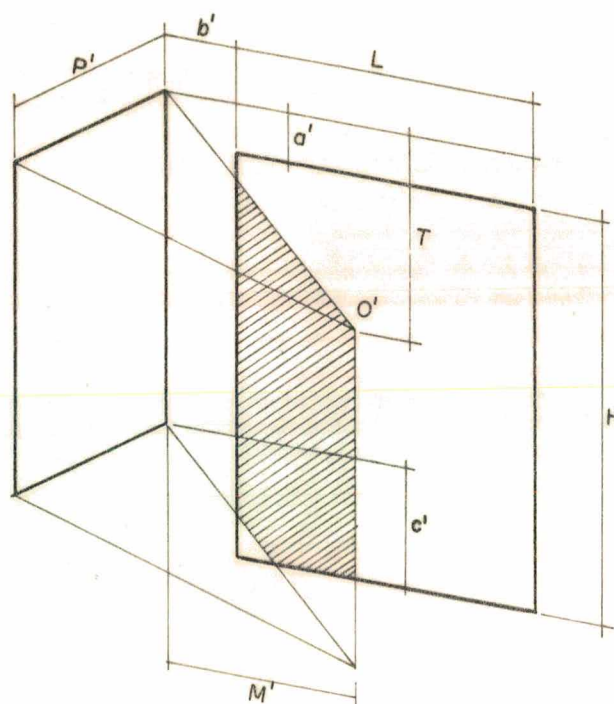


Fig. 18 - Sombra provocada por uma aleta lateral.

As equações para o cálculo da área da janela que se encontra à sombra, neste caso, são de acordo com a Figura 17, as seguintes:

$$A_{A1} = 0 \quad (3.76)$$

$$A_{A2} = H \cdot L \quad (3.77)$$

$$A_{A3} = H \cdot (M' - b') \quad (3.78)$$

$$A_{A4} = (M' - b') \cdot \{ (H + a') - [T' \cdot (1 + b'/M') / 2] \} \quad (3.79)$$

$$A_{A5} = L \cdot \{ H - [(b' + L/2) \cdot T' / M'] + a' \} \quad (3.80)$$

$$A_{A6} = \{ [(H + a') \cdot M' / T'] - b' \}^2 \cdot T' / (2M') \quad (3.81)$$

$$A_{A7} = [(M' - b') \cdot H] - [(T' - a')^2 \cdot M' / (2T')] \quad (3.82)$$

$$A_{A8} = (H \cdot L) - \{ [(L + b') \cdot T' / M'] - a' \}^2 \cdot M' / (2T') \quad (3.83)$$

$$A_{A9} = H \cdot \{ [(a' + H/2) \cdot M' / T'] - b' \} \quad (3.83-a)$$

d) Áreas não sombreadas devido a utilização de aletas laterais curtas

Estas áreas não sombreadas tem de acordo com a Figura 17 as seguintes equações:

$$A_{AC1} = 0 \quad (3.84)$$

$$A_{AC2} = -(M' - b') \cdot \{ c' - [T' \cdot (1 + b' / M') / 2] \} \quad (3.85)$$

$$A_{AC3} = -L \{ c' - [(b' + L/2) \cdot T' / M'] \} \quad (3.86)$$

$$A_{AC4} = -[c' - (b' \cdot T' / M')]^2 \cdot M' / (2T') \quad (3.87)$$

O sinal negativo indica que estas áreas, se ocorrerem, devem ser deduzidas das áreas sombreadas previamente calculadas.

3.10 - CÁLCULO DOS FATORES DE RESPOSTA (RESF)

3.10.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina os fatores de resposta térmica para paredes, pisos e tetos compostos.

3.10.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

N	Número de camadas, adimensional
L	Espessura da camada, m
K	Condutividade térmica, kcal/hm°C
D	Densidade, kg/m ³
C	Calor específico, kcal/kg°C
R	Resistência térmica, m ² h°C/kcal

3.10.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

X	Fator de resposta, $\text{kcal/hm}^{2^{\circ}\text{C}}$
Y	Fator de resposta, $\text{kcal/hm}^{2^{\circ}\text{C}}$
Z	Fator de resposta, $\text{kcal/hm}^{2^{\circ}\text{C}}$
CR	Razão comum, adimensional
UT	Coeficiente global de transmissão de calor sem considerar as resistências superficiais, $\text{kcal/hm}^{2^{\circ}\text{C}}$

3.10.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

Os métodos frequentemente utilizados para estimar o calor transferido através de paredes são baseados em um regime permanente ou em um regime transiente periódico. Tais considerações não permitem o cálculo do fluxo de calor, de uma forma precisa. Entretanto estes efeitos são levados em consideração, assim como também as flutuações de temperatura quando se utiliza o método dos fatores de resposta.

Este método considera basicamente o princípio da superposição de tal forma que a resposta térmica global de uma estrutura em um determinado tempo seja a soma das respostas causadas por muitos pulsos em tempos anteriores.

Assim, simulando-se a temperatura transiente das superfícies por um trem de pulsos, e somando-se o fluxo de calor causado por cada pulso, o fluxo total de calor em um dado tempo pode ser calculado.

A resposta de um sistema linear, invariante, a uma função de excitação série temporal unitária(1,00...) é chamada de função de resposta unitária, e a representação série temporal desta função de resposta unitária é o conjunto dos fatores de resposta. Como exemplo, toma-se a carga térmica para um ambiente sujeito apenas a uma série temporal unitária de radiação solar sobre o teto, como mostra a Figura 19. Os fatores de resposta da carga térmica r_j , para variações na radiação solar sobre o teto são os valores desta função de resposta unitária nos tempos j_{Δ} , $j=1,2,3...$

Os fatores de resposta podem ser calculados segundo o procedimento de cálculo indicado por Kusuda [10], o qual é descrito no Apêndice 1.

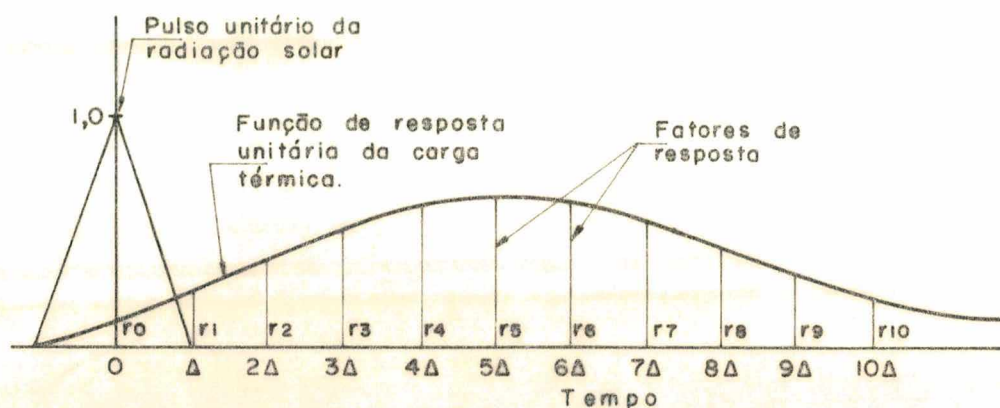


Fig. 19 - Excitação e função de resposta unitárias.

3.11 - CÁLCULO DAS TEMPERATURAS SUPERFICIAIS E DOS FLUXOS DE CALOR EXTERNOS (OUTSID)

3.11.1 - OBJETIVO

Este algoritmo calcula a temperatura da superfície externa e o fluxo de calor através de superfícies opacas utilizando o método dos fatores de resposta.

3.11.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

X,Y,Z	Fatores de resposta, $\text{kcal/hm}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
CR	Razão comum, adimensional
FO_t	Coeficiente combinado de transferência de calor externo no tempo t, $\text{kcal/hm}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
IT_t	Intensidade da radiação solar total incidente sobre a superfície no tempo t, kcal/hm^2
NR	Número de fatores de resposta considerados, adimensional
DB_t	Temperatura de bulbo seco do ar externo no tempo t, $^{\circ}\text{C}$
TOS_{t-j}	Temperatura superficial externa nos tempos t-1, t-2, t-3, t-4, ... e t-NR, $^{\circ}\text{C}$

TIS_{t-j}	Temperatura superficial interna nos tempos $t-1, t-2, t-3, t-4, \dots$ e $t-NR$, $^{\circ}C$
QO_{t-1}	Fluxo de calor na superfície externa na hora anterior, $kcal/hm^2$
a	Coefficiente de absorção solar para a superfície externa, adimensional
α	Coseno do ângulo entre uma linha vertical e a normal à superfície

3.11.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

TOS_t	Temperatura superficial externa no tempo t , $^{\circ}C$
QO_t	Fluxo de calor na superfície externa no tempo t , $kcal/hm^2$

3.11.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

O procedimento de cálculo utilizado foi o indicado por Kusuda [05], o qual é descrito a seguir:

1 - Balanço de calor na superfície externa

$$QO_t + QSUN_t - QSKY_t + QA_t = 0 \quad (3.88)$$

onde a) Radiação solar incidente

$$QSUN = a \cdot IT_t \quad (3.89)$$

b) Troca de calor por convecção com o ar externo

$$QA_t = FO_t \cdot (DB_t - TOS_t) \quad (3.90)$$

c) Fluxo de calor por condução para a superfície interna

$$QO_t = \sum_{j=0}^{NR} Y_j \cdot (TIS_{t-j}) - \sum_{j=0}^{NR} Z_j \cdot TOS_{t,j} + CR \cdot QO_{t-1} \quad (3.91)$$

c) Calor perdido para o céu

$$QSKY = 54,25 \cdot \alpha \quad (3.92)$$

2 - Cálculo da temperatura superficial externa no tempo t

$$TOS_t = (QSUN_t - QSKY_t + FO_t \cdot DB_t + SUM1 + SUM2) / (FO_t + ZO) \quad (3.93)$$

$$\text{onde } SUM1 = \sum_{j=0}^{NR} Y_j \cdot (TIS_{t-j}) + CR \cdot QO_{t-1} \quad (3.94)$$

$$SUM2 = \sum_{j=0}^{NR} Z_j \cdot (TOS_{t-j}) \quad (3.95)$$

3 - Usando esta nova TOS_t , o fluxo de calor na superfície externa pode ser calculado através da expressão (3.96) abaixo.

$$QO_t = \sum_{j=0}^{NR} Y_j \cdot TIS_{t-j} - ZO \cdot TOS_{t-j} - \sum_{j=1}^{NR} Z_j \cdot TOS_{t-j} + CR \cdot QO_{t-1} \quad (3.96)$$

3.12 - CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA SENSÍVEL (RMTMK)

3.12.1 - OBJETIVO

Calcular a carga térmica sensível e/ou a temperatura da sala, através da solução das equações de balanço de calor envolvendo cada uma das superfícies da sala e o ar ambiente.

3.12.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

NP	Número total de superfícies envolvidas no balanço de calor, adimensional
NR_i	Número de fatores de resposta considerados no cálculo da condução de calor através da i -ésima superfície ($i=1,2,\dots,NR_i$)
A_i	Área da i -ésima superfície, m^2
CR_i	Razão comum da i -ésima superfície, adimensional
$X_{i,j}$	Fator de resposta da i -ésima superfície ($j=0,1,2,\dots,NR_i$), $kcal/hm^2{}^{\circ}C$
$Y_{i,j}$	Fator de resposta da i -ésima superfície ($j=0,1,2,\dots,NR_i$), $kcal/hm^2{}^{\circ}C$
$Z_{i,j}$	Fator de resposta da i -ésima superfície ($j=0,1,2,\dots,NR_i$), $kcal/hm^2{}^{\circ}C$
$TOS_{i,t-j}$	Temperaturas superficiais externas da i -ésima superfície ($j=0,1,2,\dots,NR_i$), ${}^{\circ}C$

$TIS_{i,t-j}$	Temperaturas superficiais internas da i-ésima superfície ($j=0,1,2,\dots,NR_i$), $^{\circ}C$
TA_t	Temperatura do ar ambiente no tempo t, $^{\circ}C$
DB_t	Temperatura de bulbo seco do ar externo no tempo t, $^{\circ}C$
H_i	Coeficiente superficial interno de transferência de calor por convecção para a i-ésima superfície, $kcal/hm^2$
$F_{i,k}$	Fatores de forma entre a i-ésima superfície e a k-ésima superfície, adimensional
$QI_{i,t-1}$	Fluxo de calor na i-ésima superfície interna na hora anterior, $kcal/hm^2$
CFML	Vazão de ar de infiltração, m^3/h
CFMS	Vazão de ar de ventilação, m^3/h
QEQU	Ganho de calor sensível interno gerado por equipamentos, $kcal/h$
QOCPS	Ganho de calor sensível interno gerado pelos ocupantes, $kcal/h$
QLITE	Ganho de calor interno devido à iluminação, $kcal/h$
RROM	Fração do ganho de calor interno que pode ser assumido como convectiva, adimensional
$SHG_{i,t}$	Ganho de calor solar através da i-ésima superfície no tempo t, $kcal/hm^2$

3.12.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

$QI_{i,t}$	Fluxo de calor na i-ésima superfície interna no tempo t, $kcal/hm^2$
QL_t	Carga térmica sensível no tempo t, $kcal/h$
$TT_{i,t}$	Temperaturas superficiais internas da i-ésima superfície no tempo t, $^{\circ}C$
TA_t	Temperatura do ar ambiente no tempo t, $^{\circ}C$

3.12.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

O procedimento de cálculo adotado foi o indicado por KUSUDA [05], o qual é descrito a seguir:

1 - Equação de balanço de calor da i-ésima superfície no tempo t

$$\begin{aligned} QI_{i,t} &= \sum_{j=0}^{NR_i} X_{i,j} \cdot TIS_{i,t-j} - \sum_{j=0}^{NR_i} Y_{i,t-j} \cdot TOS_{i,t-j} + CR_i \cdot QI_{i,t-1} = \\ &= H_i \cdot (TA_t - TIS_{i,t}) + SHG_{i,t} + \sum_{k=1}^{NP} G_{i,k} \cdot (TIS_{k,t} - TIS_{i,t}) + \\ &+ (QEQU + QOCPS + QLITE) \cdot (1 - RROM) / \left(\sum_{i=1}^{NP} A_i \right) \end{aligned} \quad (3.97)$$

$$\text{onde } G_{i,k} = 4 \cdot \epsilon_i \cdot F_{i,k} \cdot (TA_t + 460)^3 \cdot 0,1714 \cdot 10^{-8} \quad (3.98)$$

2 - Balanço de calor para o ar ambiente

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{NP} H_i \cdot A_i \cdot (TIS_{i,t} - TA_t) + (CFMS + CFML) \cdot 0,288 \cdot (DB_t - TA_t) + \\ + (QLITE + QOCPS + QEQU) \cdot (RROM) + VS_t \cdot 0,288 \cdot (TS_t - TA_t) = 0 \end{aligned} \quad (3.99)$$

onde VS_t e TS_t são a vazão e a temperatura do ar de insuflamento no tempo t, respectivamente.

3 - Tomando-se:

$$A_{i,i} = X_{i,1} + H_i + \sum_{k=1}^{NP} G_{i,k} \quad (3.100)$$

$$A_{i,k} = -G_{i,k} = A_{k,i} = -G_{k,i} \quad (3.101)$$

$$A_{i,NP+1} = -H_i \quad (3.102)$$

$$\begin{aligned} B_i &= - \sum_{j=1}^{NR} X_{i,j} \cdot TIS_{i,t-j} + \sum_{j=0}^{NR} Y_{i,j} \cdot TOS_{i,t-j} - CR_i \cdot QI_{i,t-1} + \\ &+ SHG_{i,t} + (QEQU + QOCPS + QLITE) \cdot (1 - RROM) / \left(\sum_{i=1}^{NP} A_i \right) \end{aligned} \quad (3.103)$$

$$A_{NP+1,k} = A_k \cdot H_k \quad (3.104)$$

$$A_{NP+1,NP+1} = -(CFMS + CFML) \cdot 0,288 - \sum_{k=1}^{NP} H_k \cdot A_k - VS \cdot 0,288 \quad (3.105)$$

$$\begin{aligned} B_{NP+1} &= (-QEQU - QOCPS - QLITE) \cdot RROM - (CFML + CFMS) \cdot 0,288 \cdot DB_t - \\ &- VS \cdot 0,288 \cdot TS_t \end{aligned} \quad (3.106)$$

4 - Usando estes elementos matriciais, as seguintes NP+1 equações podem ser resolvidas simultaneamente para $TIS_{i,t}$ ($i=1,2,\dots,NP$), e para TA_t .

$$\begin{bmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & \dots & A_{1,NP+1} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & \dots & A_{2,NP+1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{NP,1} & A_{NP,2} & \dots & A_{NP,NP+1} \\ A_{NP+1,1} & A_{NP+1,2} & \dots & A_{NP+1,NP+1} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} TIS_{1,t} \\ TIS_{2,t} \\ \cdot \\ \cdot \\ TIS_{NP,t} \\ TA_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ B_{NP} \\ B_{NP+1} \end{bmatrix} \quad (3.107)$$

5 - Quando o valor de TA_t é especificado previamente, tem-se:

$$\begin{bmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & \dots & A_{1,NP} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & \dots & A_{2,NP} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{NP,1} & A_{NP,2} & \dots & A_{NP,NP} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} TIS_{1,t} \\ TIS_{2,t} \\ \cdot \\ \cdot \\ TIS_{NP,t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B'_1 \\ B'_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ B'_{NP} \end{bmatrix} \quad (3.108)$$

$$\text{onde } B'_i = B_i - A_{i,NP+1} \cdot TA_t \quad (3.109)$$

6 - Cálculo da carga térmica sensível

$$\begin{aligned} QL_t = \sum_{i=1}^{NP} H_i \cdot A_i \cdot (TIS_{i,t} - TA_t) + 0,288 \cdot (CFML + CFMS) \cdot (DB_t - TA_t) + \\ + (QEQU + QOCPS + QLITE) \cdot (1 - RROM) \end{aligned} \quad (3.110)$$

Notar que no cálculo da carga térmica VS_t e TS_t não são usados até que a seguinte condição seja satisfeita.

$$|QL_t| \leq VS_t \cdot 0,288 \cdot (TA_t - TS_t) \quad (3.111)$$

Em outras palavras, a temperatura da sala desejada ou prescrita

pode ser mantida enquanto a carga for menor que a capacidade máxima do sistema. Quando a condição acima não é satisfeita devido a valores inadequados da vazão ou da temperatura do ar de insuflamento, a temperatura da sala é recalculada.

O cálculo deve então ser revisado, primeiro calculando-se a temperatura da sala como delineado no item 3.

3.13 - CÁLCULO DA TEMPERATURA DO ÁTICO (ATTIC)

3.13.1 - OBJETIVO

Este algoritmo determina a temperatura do ar contido em um ático com telhado horizontal.

3.13.2 - VARIÁVEIS DE ENTRADA

Além das variáveis de entrada relacionadas no item 3.11 são necessárias ainda a especificação de:

UENDW	Coeficiente global de transferência de calor das paredes laterais do ático, $\text{kcal/hm}^2\text{°C}$
UCELNG	Coeficiente global de transferência de calor do forro, $\text{kcal/hm}^2\text{°C}$
AENDW	Área das paredes laterais do ático, m^2
ARROF	Área total do forro, m^2
ATCHT	Altura do ático, m
ATCACG	Vazão do ar de ventilação do ático, n° de trocas de ar/h
QI_{t-1}	Fluxo de calor na superfície interna na hora anterior, kcal/hm^2

3.13.3 - VARIÁVEIS DE SAÍDA

TOS_t	Temperatura superficial externa no tempo t, $^{\circ}\text{C}$
$TATTIC_t$	Temperatura do ático no tempo t, $^{\circ}\text{C}$
QO_t	Fluxo de calor na superfície externa no tempo t, kcal/hm^2
QI_t	Fluxo de calor na superfície interna no tempo t, kcal/hm^2

3.13.4 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

Em muitos casos a carga térmica é afetada fortemente pelo modo com o qual são mantidas as condições do ático. Áticos não ventilados são tratados como um espaço de ar parado que por sua vez deve ser levado em consideração no cálculo dos fatores de resposta para o teto. Neste caso este algoritmo não será utilizado.

Quando o ático é ventilado o procedimento de cálculo utilizado foi o indicado por Kusuda [05] o qual é descrito a seguir:

1 - Cálculo da temperatura superficial externa no tempo t

Esta temperatura será calculada através da expressão (3.93), obtida no item 3.11.

2 - Cálculo da vazão de ar de ventilação

$$CFM = ATCACG.ATCMT.AROOF \quad (3.112)$$

3 - Cálculo da temperatura do ático no tempo t

$$\begin{aligned} TATTIC_t = & UENDW.DB_t.AENDW + 0,288.CFM.DB_t + UCELNG.TA_t.AROOF - \\ & - ARROF. \left(\sum_{j=1}^{NR} X_j.TIS_{t-j} - Y_o.TOS_t - \sum_{j=1}^{NR} Y_j.TOS_{t-j} + \right. \\ & \left. + CR.QI_{t-1} \right) / (ARROF.X_o + UENDW.AENDW + UCELNG.AROOF + \\ & + 0,288.CFM) \end{aligned} \quad (3.113)$$

4 - Cálculo do fluxo de calor na superfície externa do telhado no tempo t

$$\begin{aligned} QO_t = & Y_o.TATTIC_t + \sum_{j=1}^{NR} Y_j.TIS_{t-j} - Z_o.TOS_t + \sum_{j=1}^{NR} Z_j.TOS_{t-j} + \\ & + CR.QO_{t-1} \end{aligned} \quad (3.114)$$

5 - Cálculo do fluxo de calor na superfície interna do telhado no tempo t

$$\begin{aligned} QI_t = & X_o.TATTIC_t + \sum_{j=1}^{NR} X_j.TIS_{t-j} - Y_o.TOS_t - \sum_{j=1}^{NR} Y_j.TOS_{t-j} + \\ & + CR.QI_{t-1} \end{aligned} \quad (3.115)$$

4 - CONDIÇÕES ASSUMIDAS PARA A REALIZAÇÃO DOS TESTES

Foram realizados vários testes, cujos resultados são apresentados no Capítulo 5.

Para a execução destes testes foram utilizados quatro diferentes tipos de edificações, que são mostrados nas Figuras 22, 23, 24 e 25. As condições assumidas para o cálculo da carga térmica são:

- 01 - Temperatura de bulbo seco do ar externo - conforme Figura 20
- 02 - Temperatura de orvalho do ar externo - conforme Figura 21
- 03 - Pressão barométrica - $1,033 \text{ kgf/cm}^2$
- 04 - Dia e mês do ano - 21 de janeiro
- 05 - Latitude - $27,58^\circ\text{S}$
- 06 - Longitude - $48,57^\circ\text{W}$
- 07 - Refletividade do solo - 20%
- 08 - Temperatura de bulbo seco do ar ambiente - 25°C
- 09 - Umidade relativa do ar ambiente - 50%
- 10 - Velocidade do vento - $4,5 \text{ m/s}$
- 11 - Direção do vento - 45° no sentido horário em relação ao N
- 12 - Número de ocupantes - 7
- 13 - Taxa de ventilação - $25 \text{ m}^3/\text{h}$ pessoa
- 14 - Infiltração de ar externo - 0
- 15 - Taxa de iluminação - 20 W/m^2 de forro (incandescente)
- 16 - Calor liberado por equipamentos - 0
- 17 - Período de ocupação - 8 às 18 horas

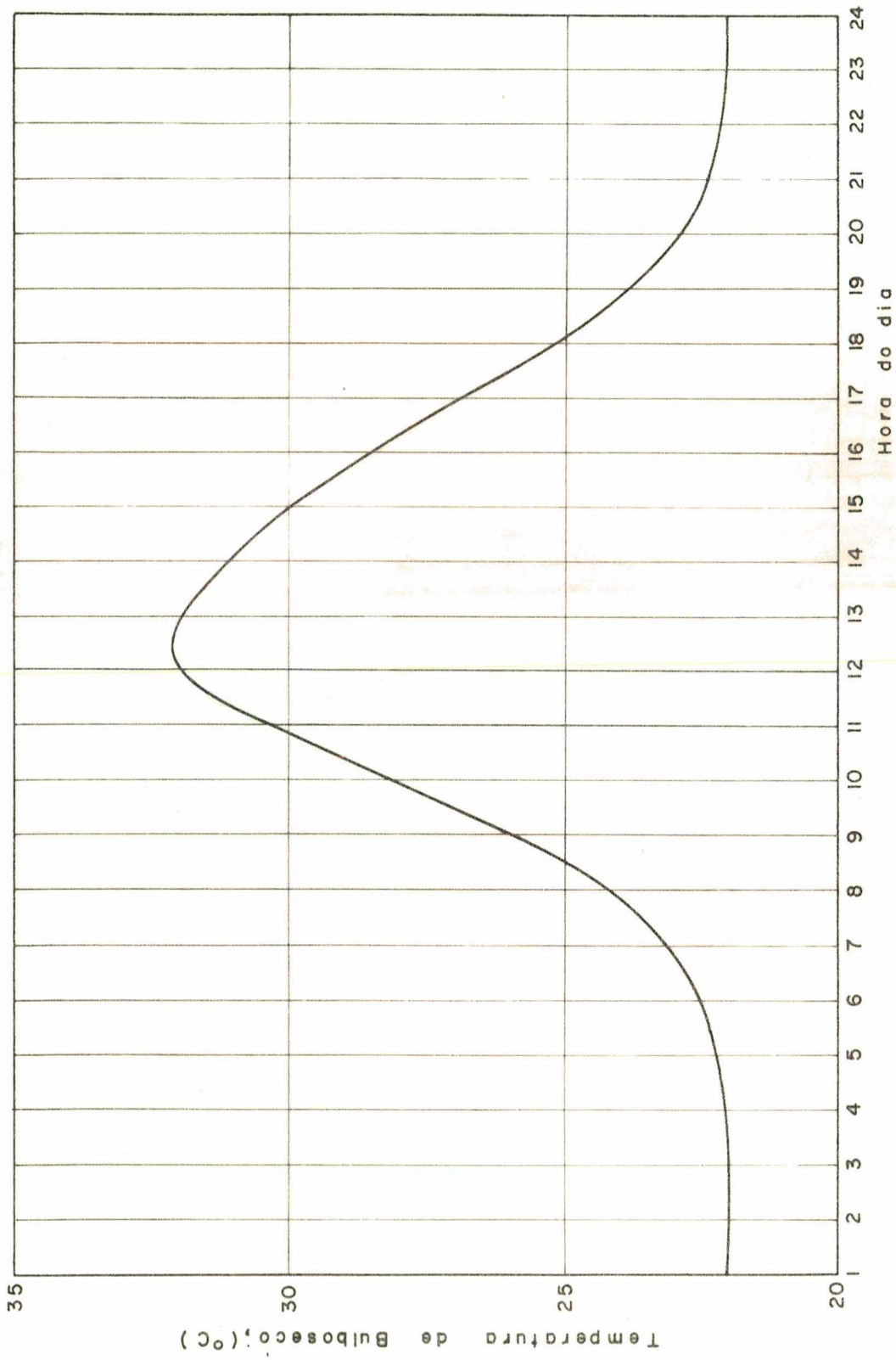


Fig. 20 - Perfil horário da temperatura de bulbo seco do ar externo.

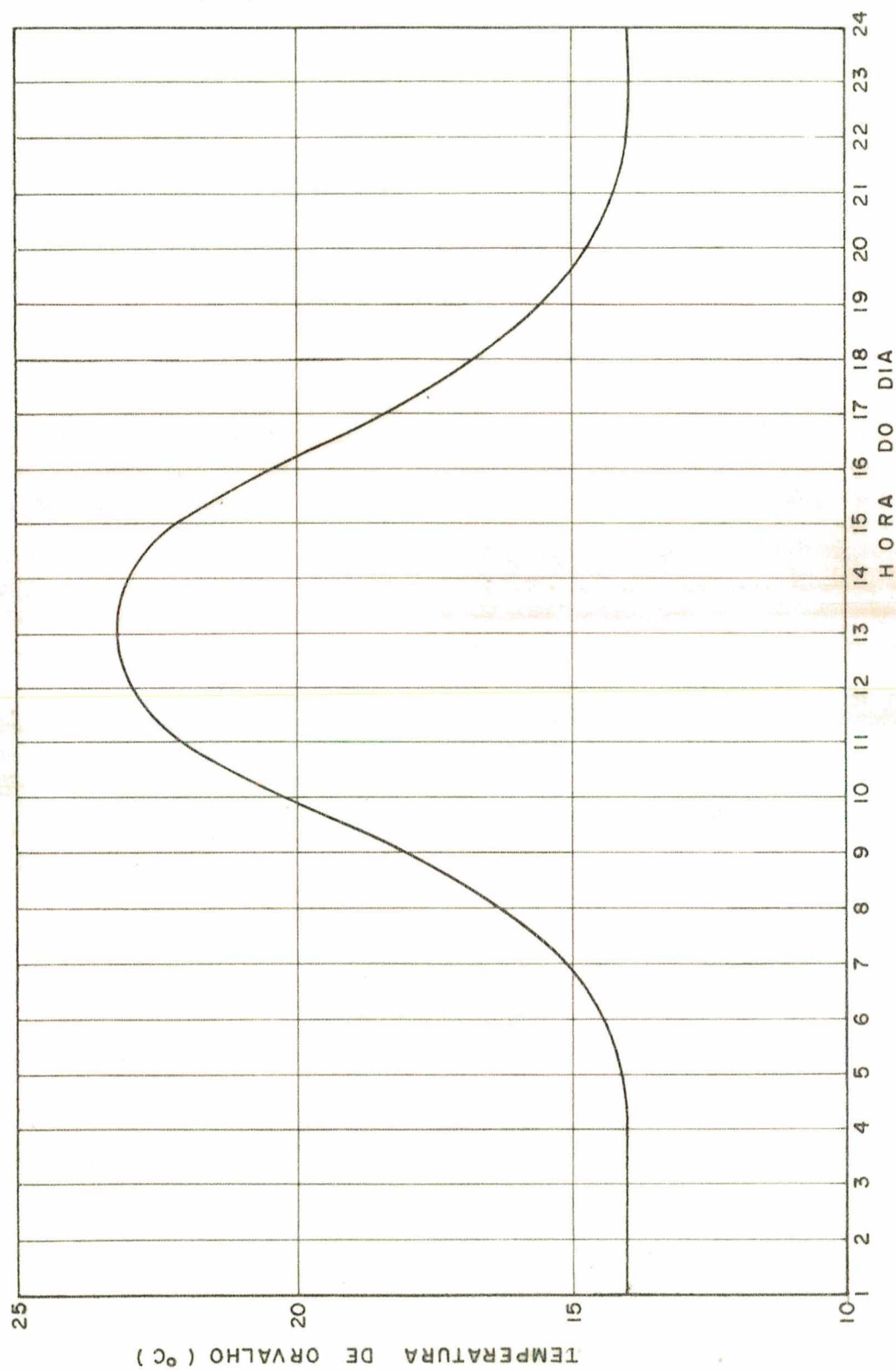
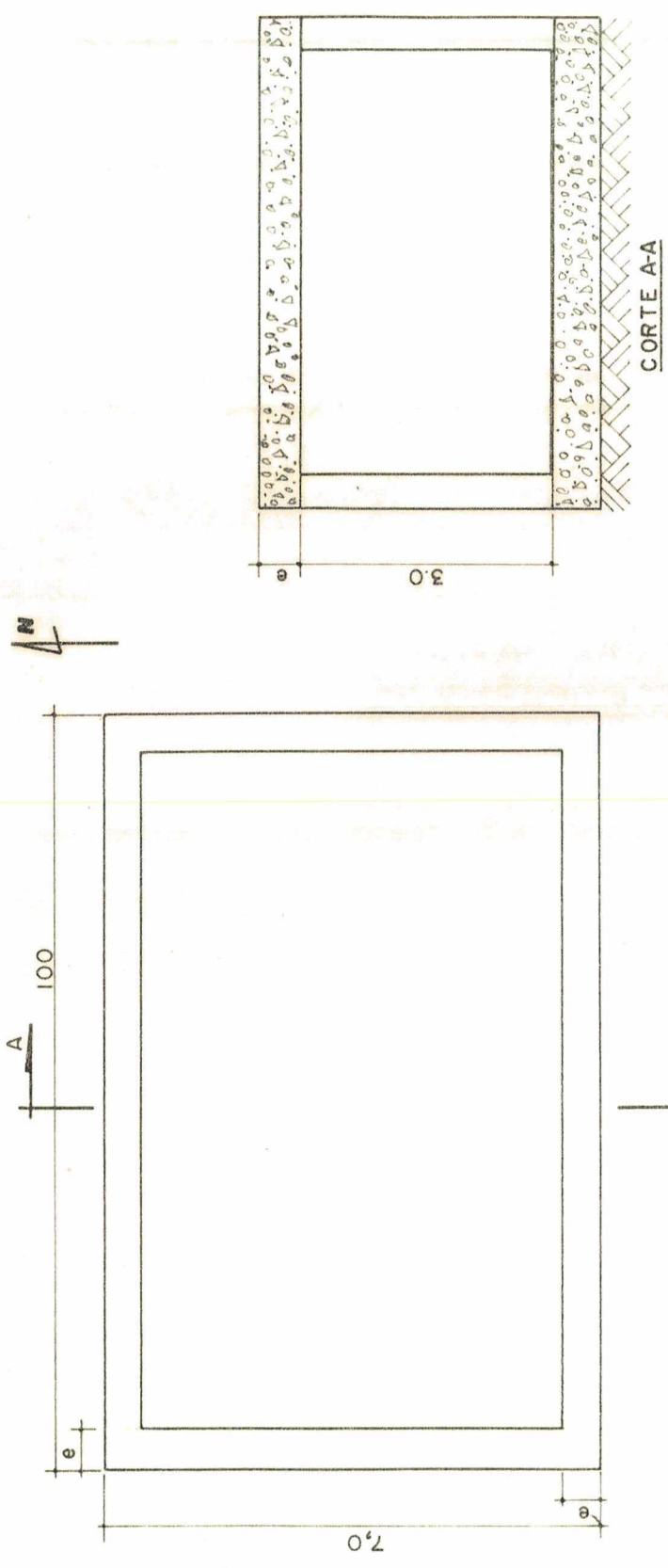


Fig. 21 - Perfil horário da temperatura de orvalho do ar externo.



Obs.
e - Dimensão variável
e - Materiais de construção de
acordo com as especificações
dadas nas curvas apresentadas
no capítulo 5.

PLANTA BAIXA (Sem Escala)

Fig. 22 - Edificação nº 1.

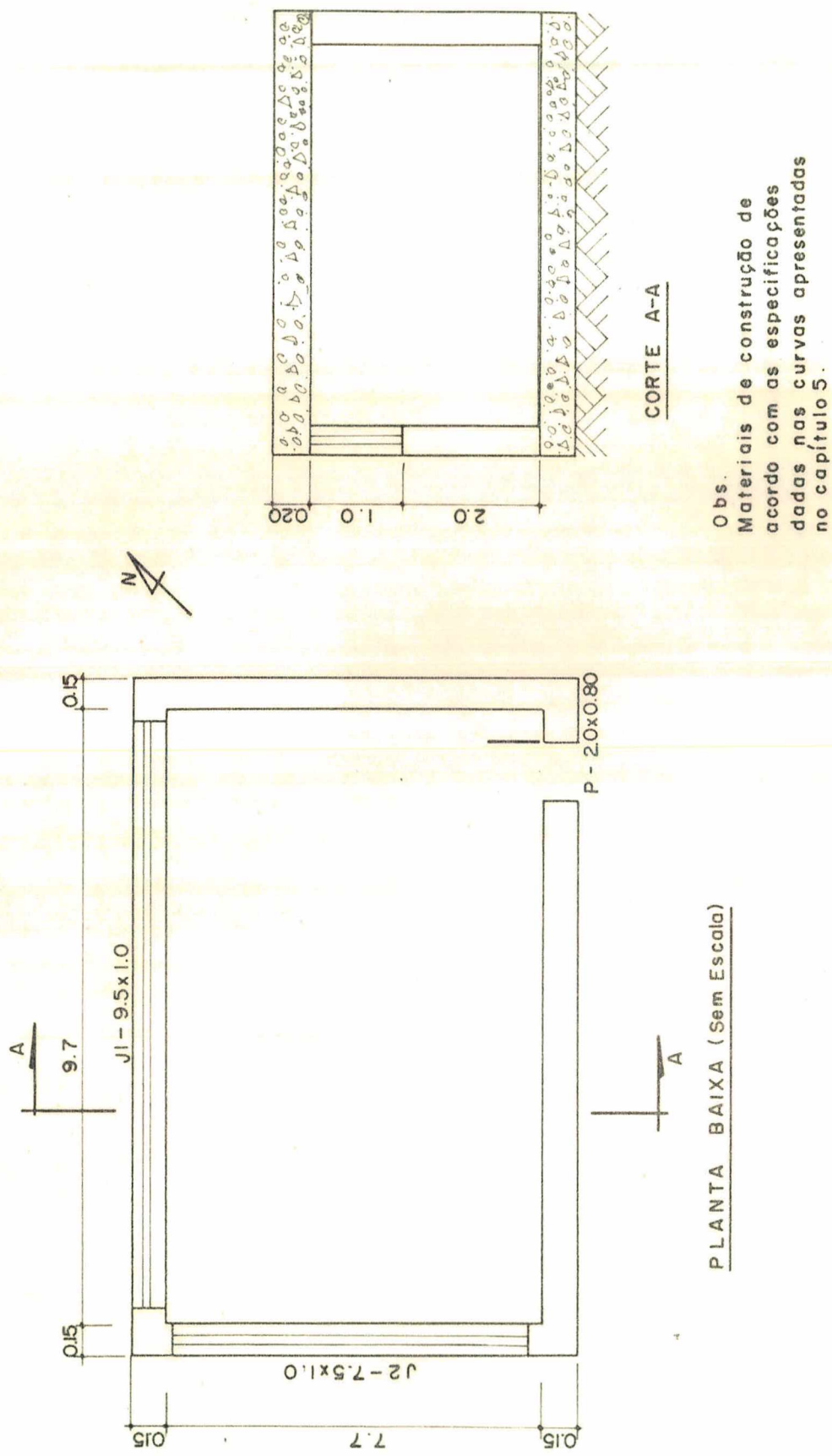


Fig. 23 - Edificação nº 2.

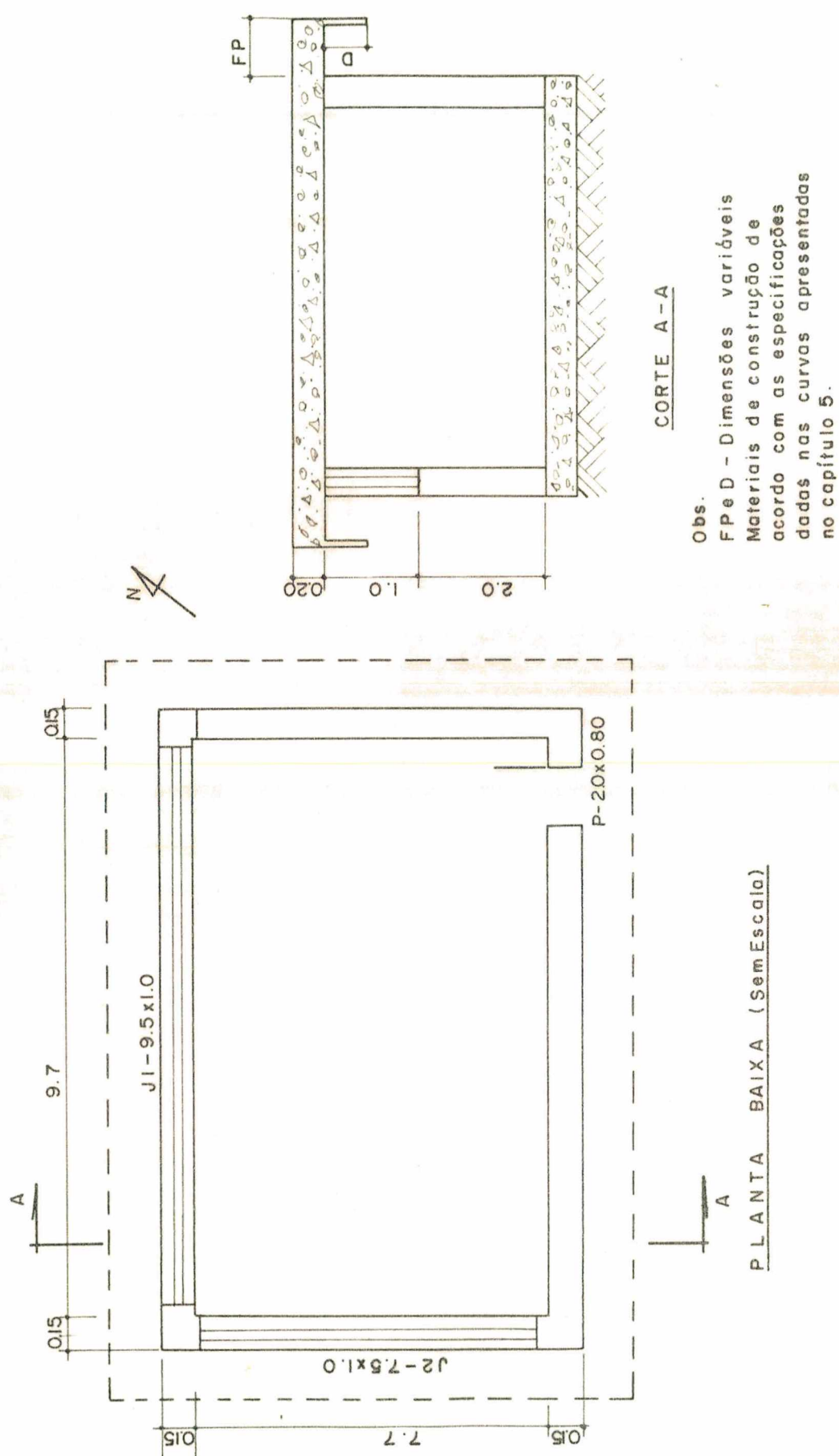


Fig. 24 - Edificação nº 3.

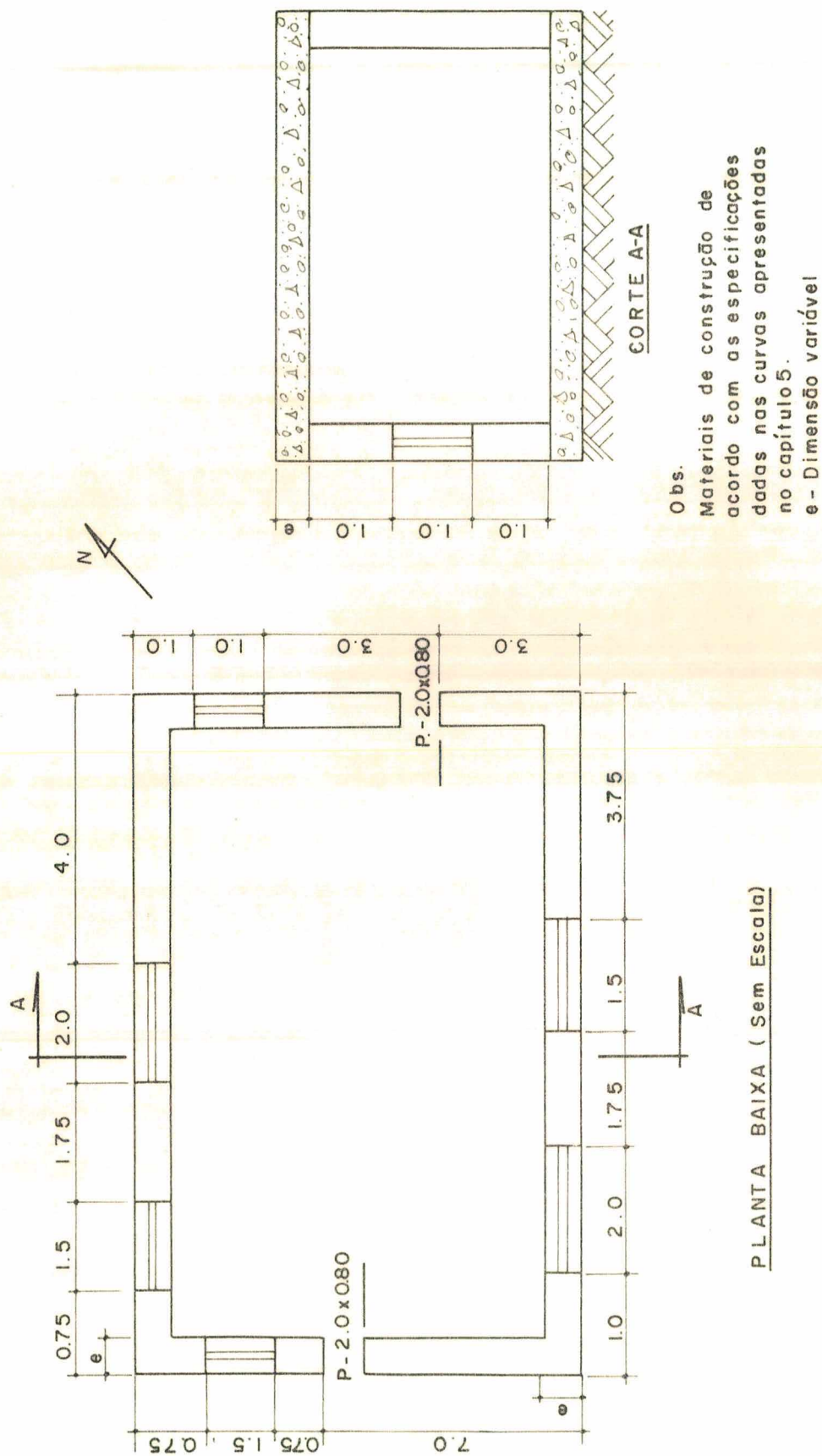


Fig. 25 - Edificação nº 4.

5 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo serão analisadas as curvas de carga térmica em função da hora do dia, para diferentes edificações e situações, de forma a se poder mostrar a influência de alguns parâmetros físicos e geométricos das edificações sobre a carga térmica.

5.1 - EDIFICAÇÃO Nº 1

A carga térmica, neste caso foi calculada de acordo com a Figura 22 e considerou-se ainda como única fonte de ganho de calor a radiação solar.

A Figura 26, mostra que o aumento da espessura das paredes diminui a carga térmica e atrasa o período de carga máxima. Este efeito já era esperado, pois paredes mais espessas podem acumular mais calor, fazendo com que aumente a diferença entre o fluxo de calor nas superfícies externas e o fluxo de calor nas superfícies internas em um dado tempo t , diminuindo assim a carga térmica.

O período de carga máxima também é atrasado pois uma maior acumulação de calor nas paredes fará com que aumente a defasagem entre a hora em que ocorre a insolação máxima e a hora em que ocorre a carga térmica máxima.

Convém notar também que em edificações com paredes mais espessas haverá um aumento da carga térmica durante a noite. Isto se deve ao fato de que paredes mais espessas acumulam mais calor durante o dia e conseqüentemente liberam mais calor durante a noite para o ambiente.

A Figura 27 evidencia que quando se aumenta a espessura do teto, o comportamento da carga térmica é semelhante àquele quando é aumentada a espessura das paredes. Convém notar também que a variação da carga térmica com a espessura do teto é mais significativa do que com as paredes.

A Figura 28 mostra que a influência da espessura de um piso térreo sobre a carga térmica pode ser considerada desprezível.

A Figura 29 ilustra o efeito da disposição dos materiais sobre a carga térmica. Pode-se notar que apesar do coeficiente global permanecer constante, alterando-se a disposição dos materiais constituintes de uma mesma parede ou teto, altera-se a carga térmica.

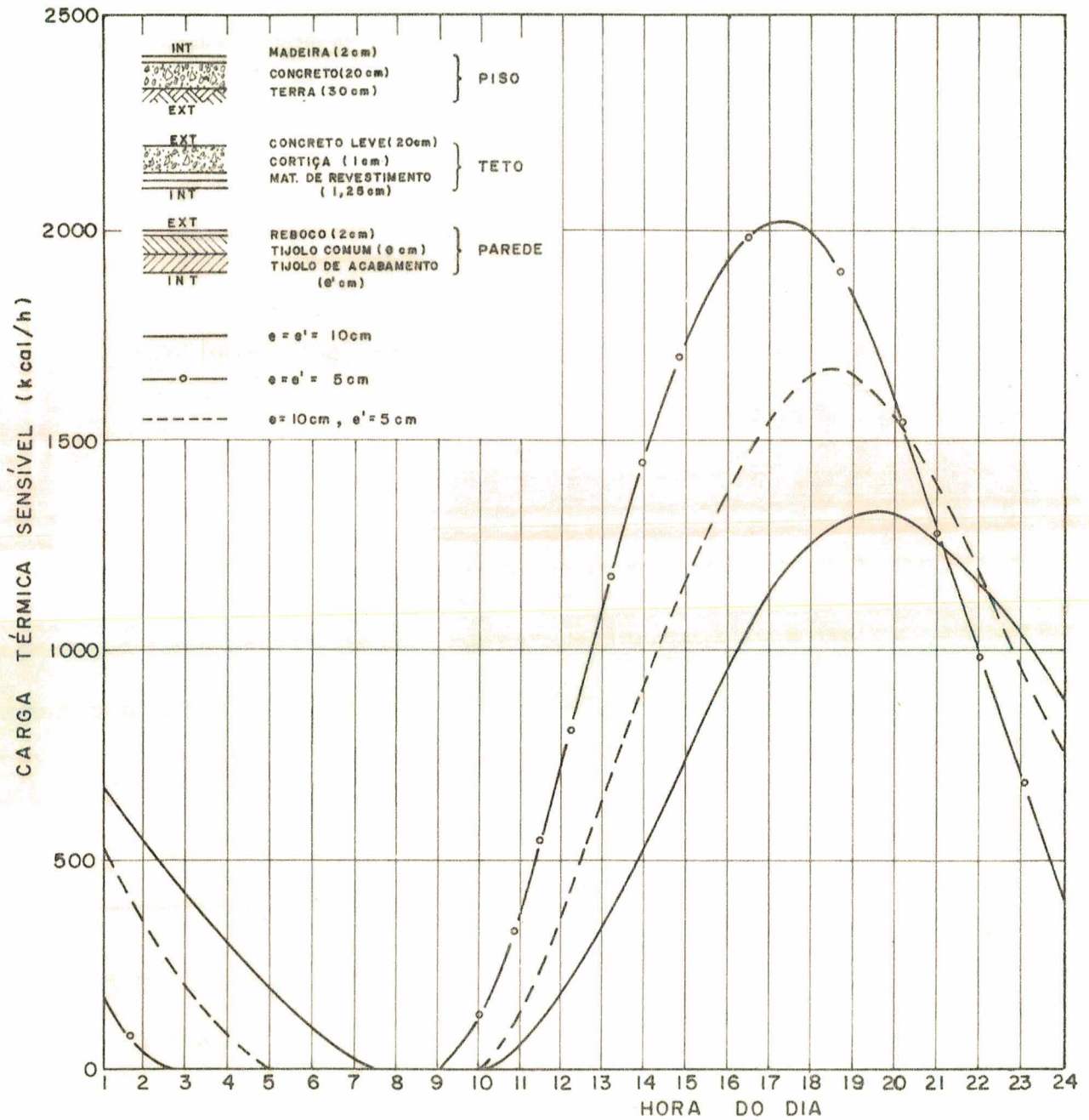


Fig. 26 - Efeito da espessura das paredes sobre a carga térmica.

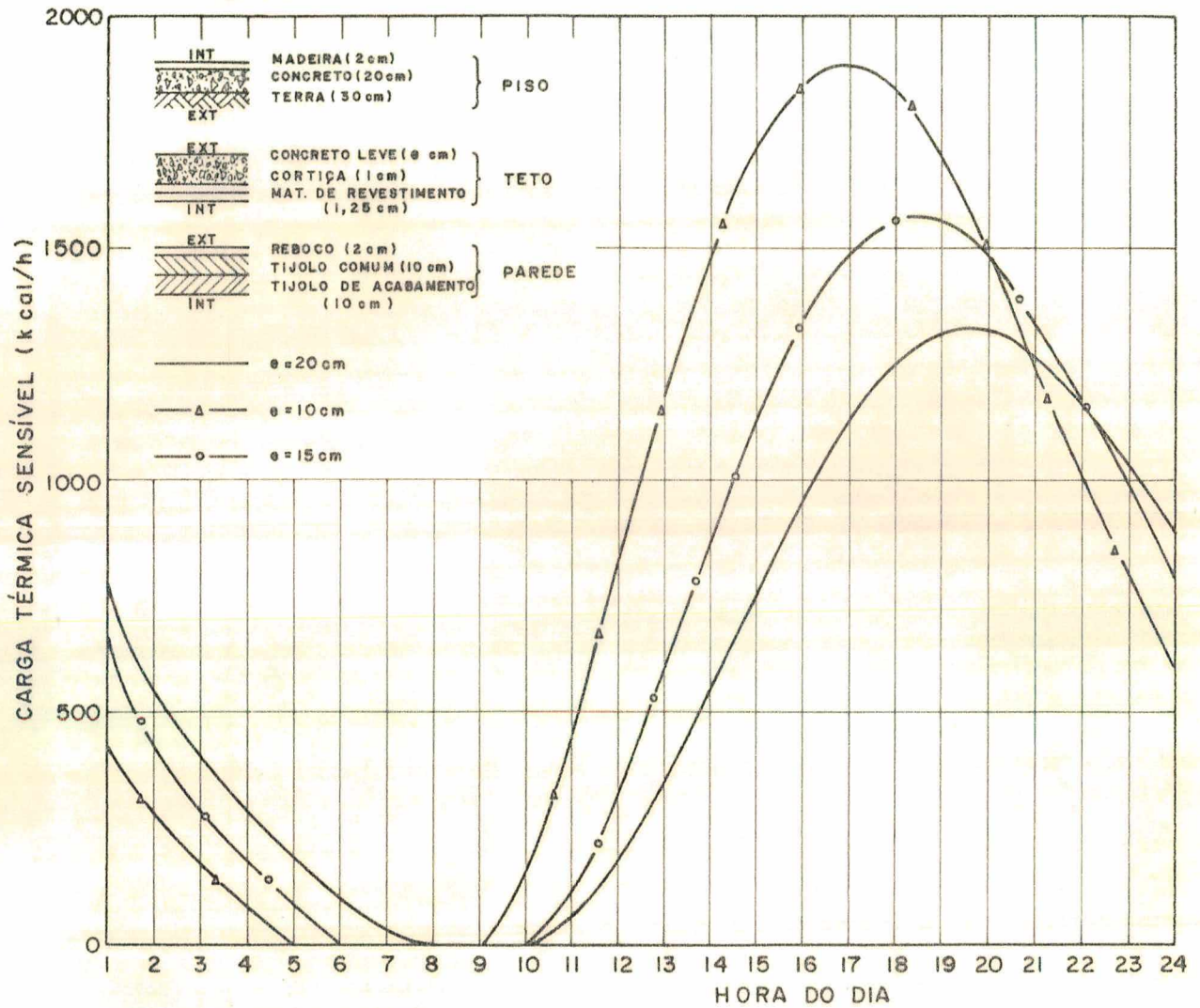


Fig. 27 - Efeito da espessura do teto sobre a carga térmica.

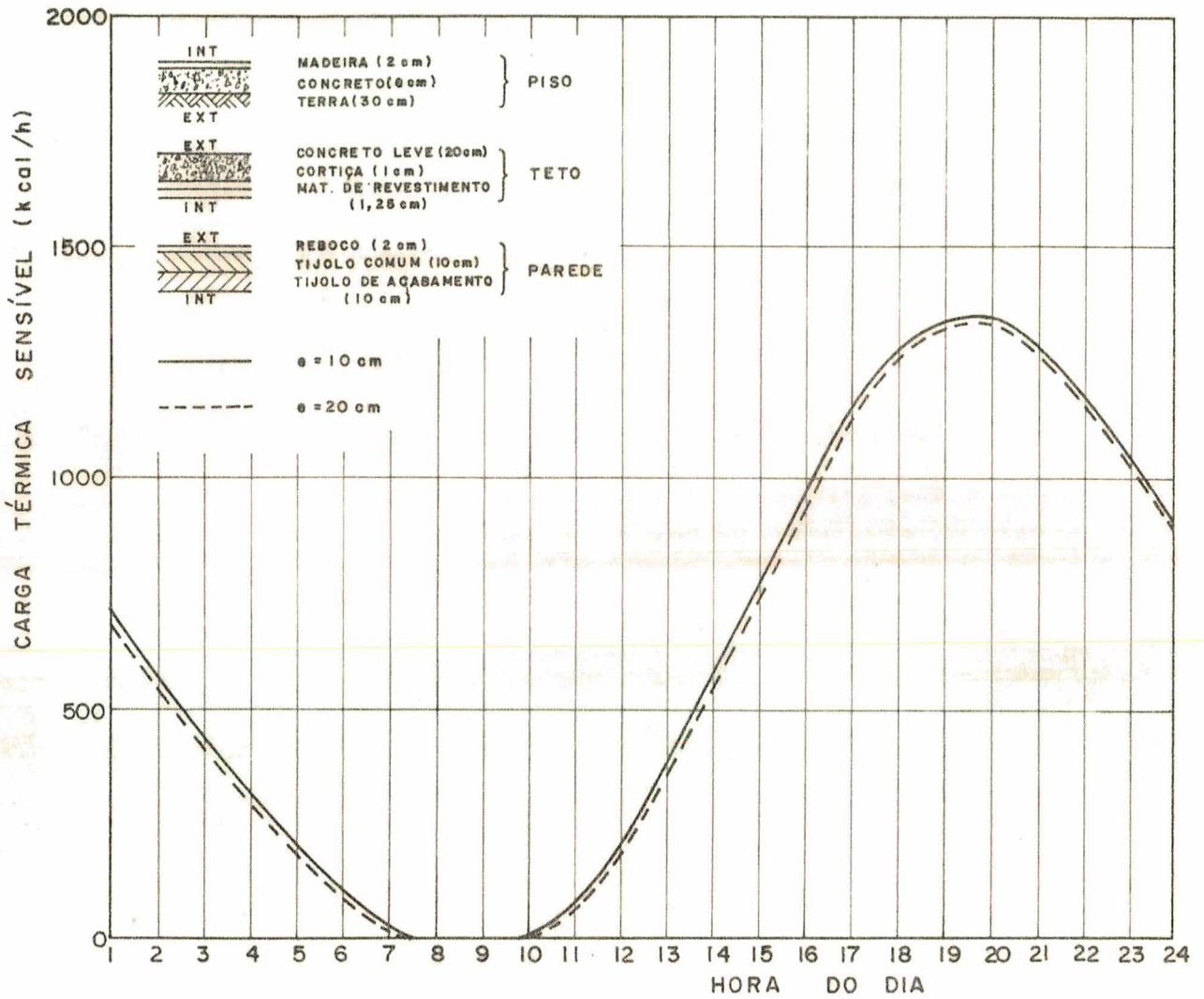


Fig. 28 - Efeito da espessura de um piso térreo sobre a carga térmica.

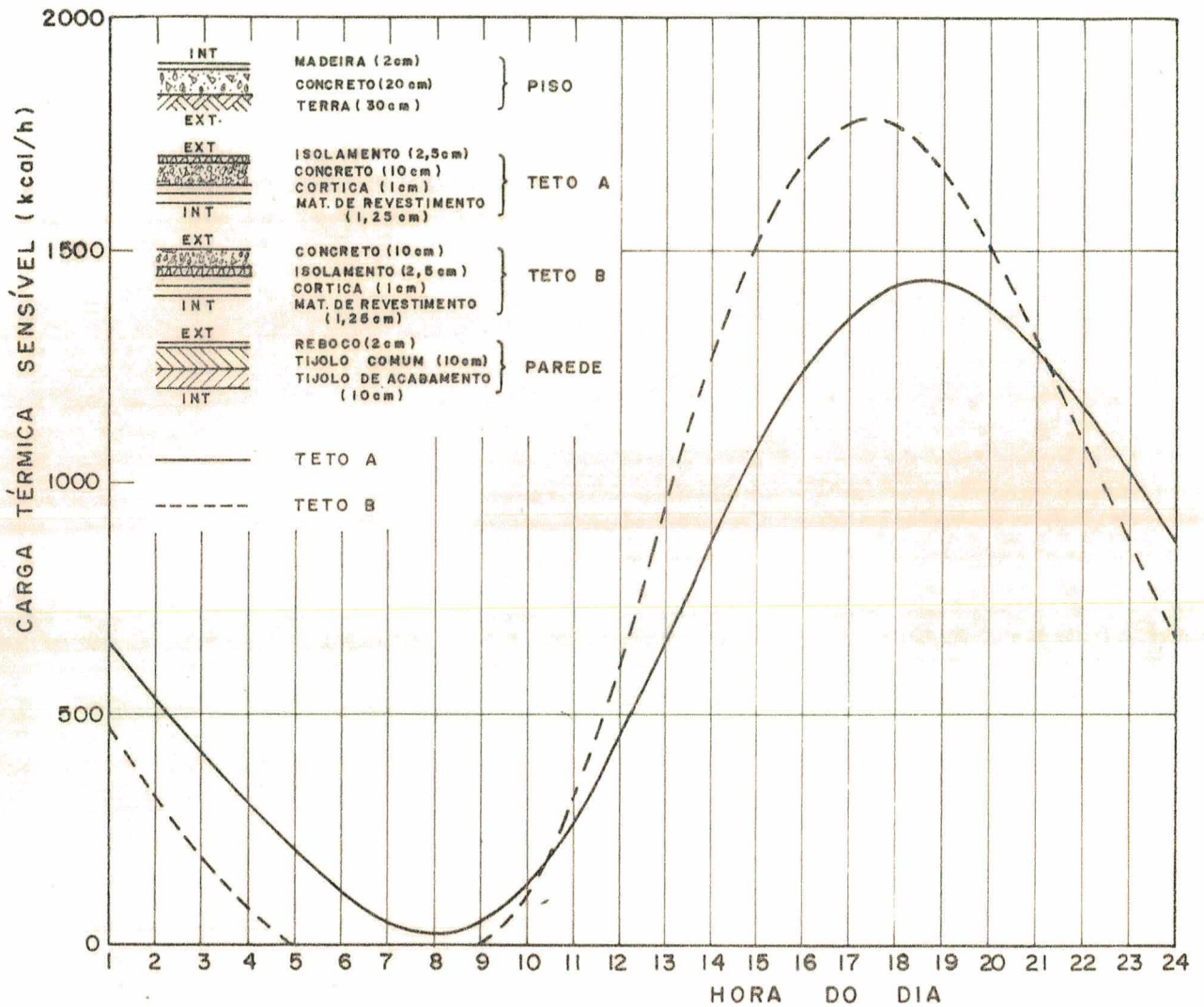


Fig. 29 - Efeito da disposição dos materiais do teto sobre a carga térmica.

No caso da Figura 29, observa-se que o isolamento é mais efetivo do ponto de vista de diminuição da carga térmica, quando colocado sobre a superfície mais externa do teto.

Uma forma de economizar energia para o condicionamento do ar é permitir que a temperatura ambiente se eleve alguns graus no período de carga máxima, já que este período ocorre geralmente fora da faixa de ocupação.

Pode-se desta forma utilizar um aparelho de ar condicionado com potência frigorífica menor, com consequente economia de energia.

As curvas mostradas na Figura 30, foram construídas baseadas na edificação nº 1 com comprimento e largura duplicados, de forma a se notar mais facilmente o referido efeito.

Convém notar ainda que durante o período em que a temperatura ambiente é maior do que 25°C o calor armazenado nas estruturas será liberado em menor escala, fazendo com que nas horas subsequentes uma maior quantidade de calor seja liberada, aumentando assim a carga térmica.

5.2 - EDIFICAÇÃO Nº 2

A carga térmica, neste caso foi calculada de acordo com a Figura 23, considerando-se a ação simultânea de todas as fontes de calor envolvidas.

Foram plotadas somente as curvas de carga térmica sensível pois as curvas de carga térmica latente são idênticas para todas as situações.

Verifica-se inicialmente através das Figuras 31 e 32 a influência da orientação da edificação sobre a carga térmica.

Nota-se que para o caso particular da edificação nº 2, a orientação em que ocorre a carga térmica máxima é a de nº 8, segundo a Figura 33.

A Figura 34, mostra que auanto maior o coeficiente de extinção do vidro utilizado nas janelas menor a carga térmica.

Tal efeito já era esperado, pois quanto maior o coeficiente de extinção do vidro menor será a transmissividade à radiação solar do mesmo.

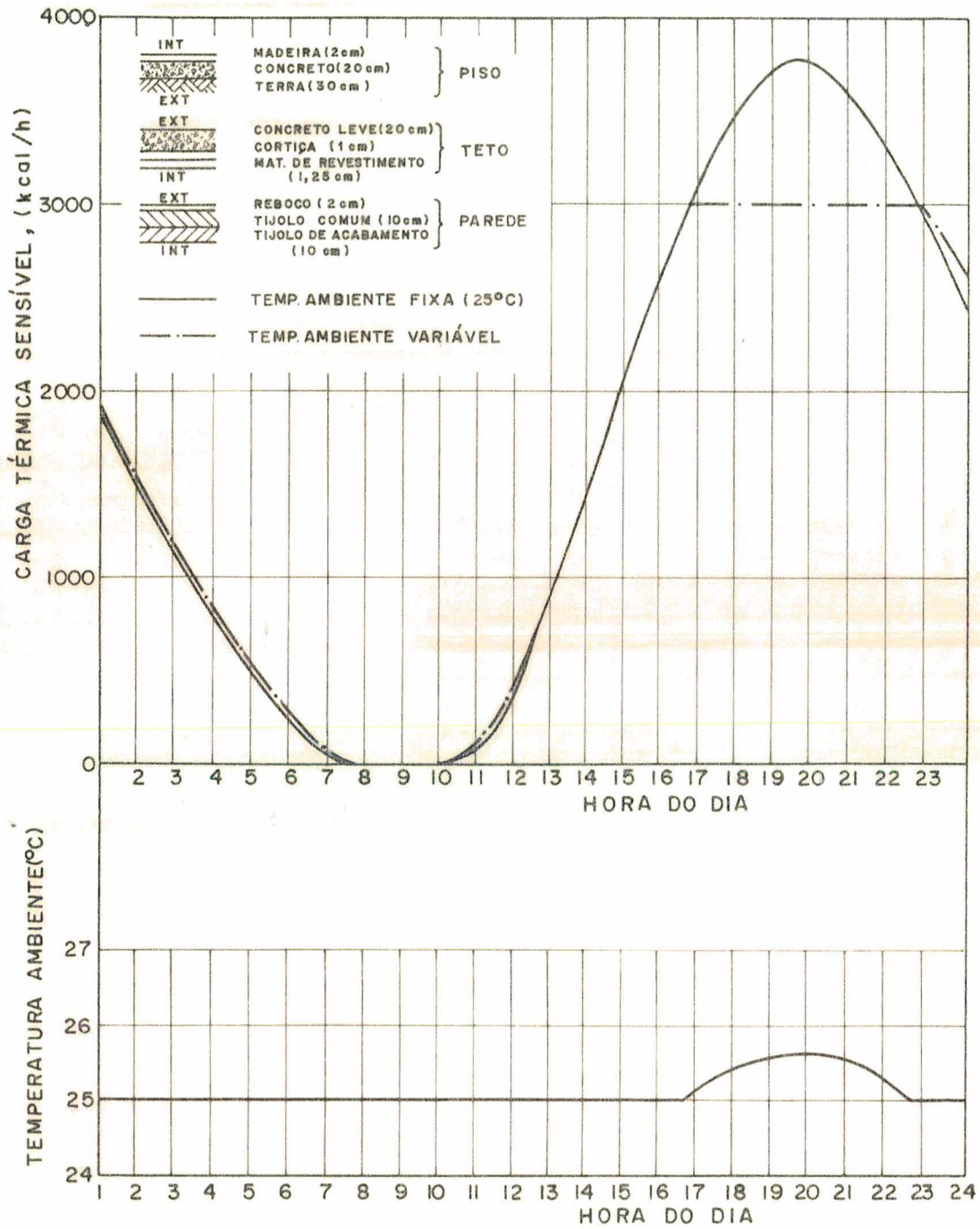


Fig. 30 - Efeito da relaxação da temperatura ambiente sobre a carga térmica.

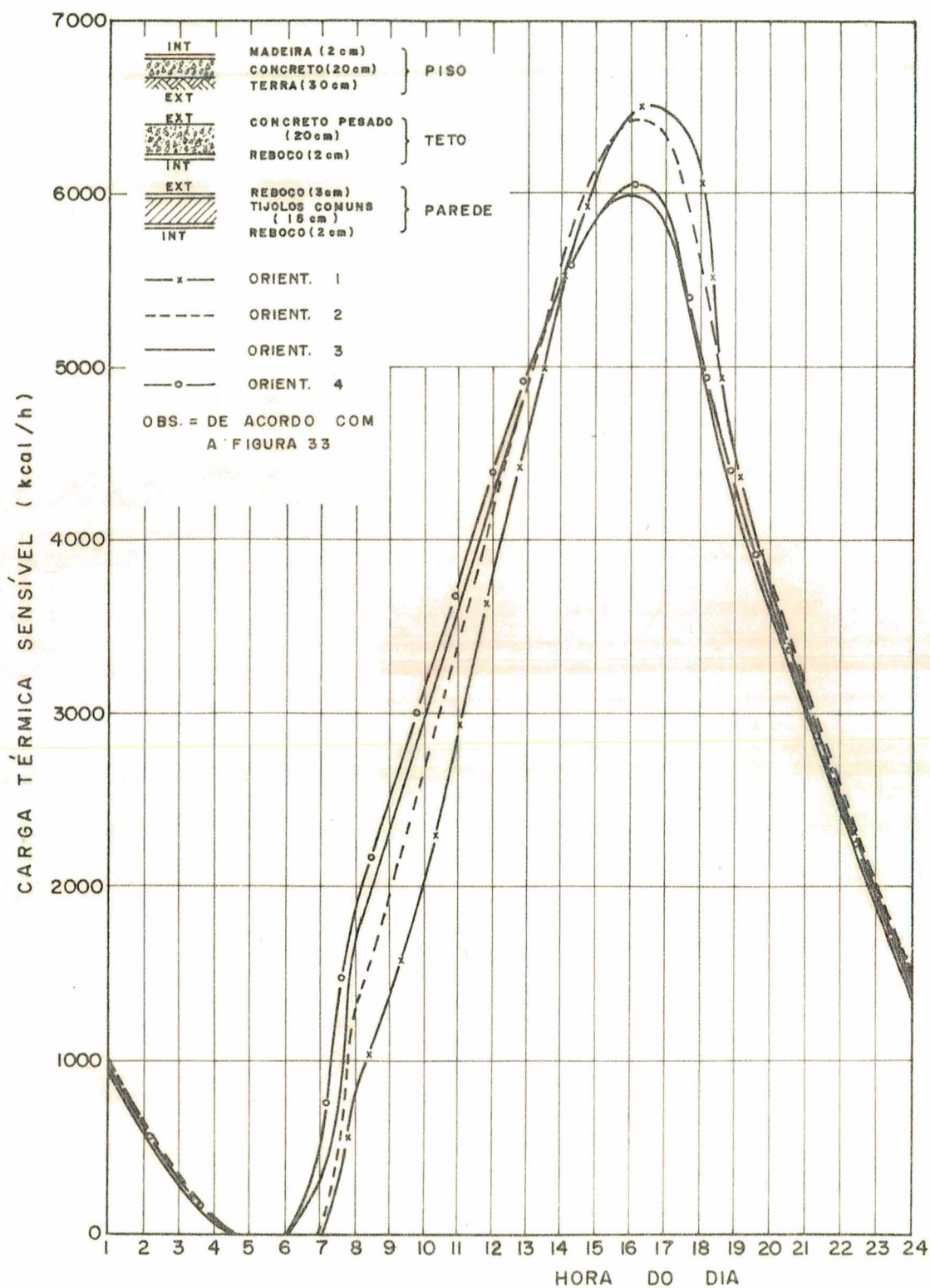


Fig. 31 - Efeito da orientação da edificação sobre a carga térmica.

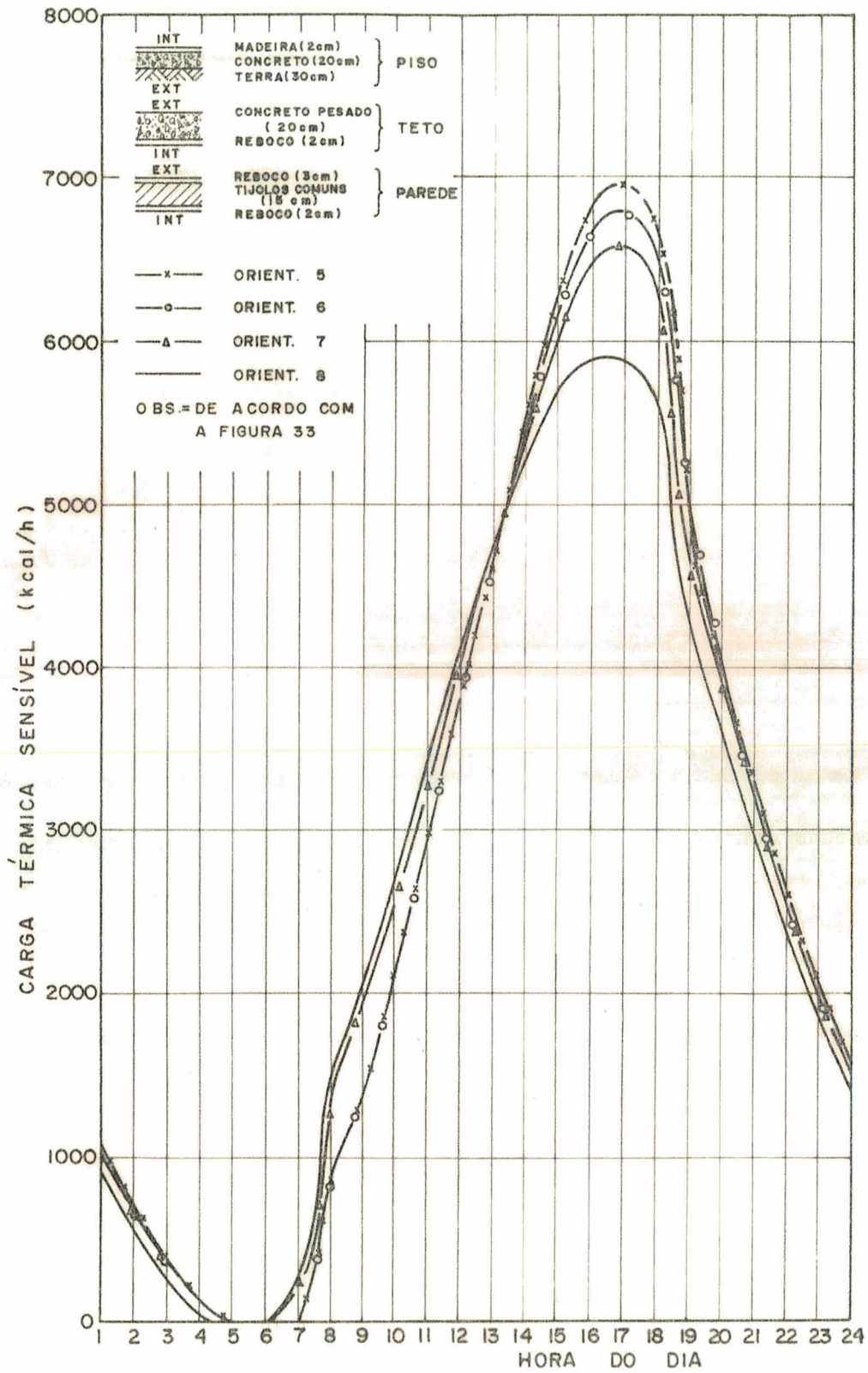


Fig. 32 - Efeito da orientação da edificação sobre a carga térmica.

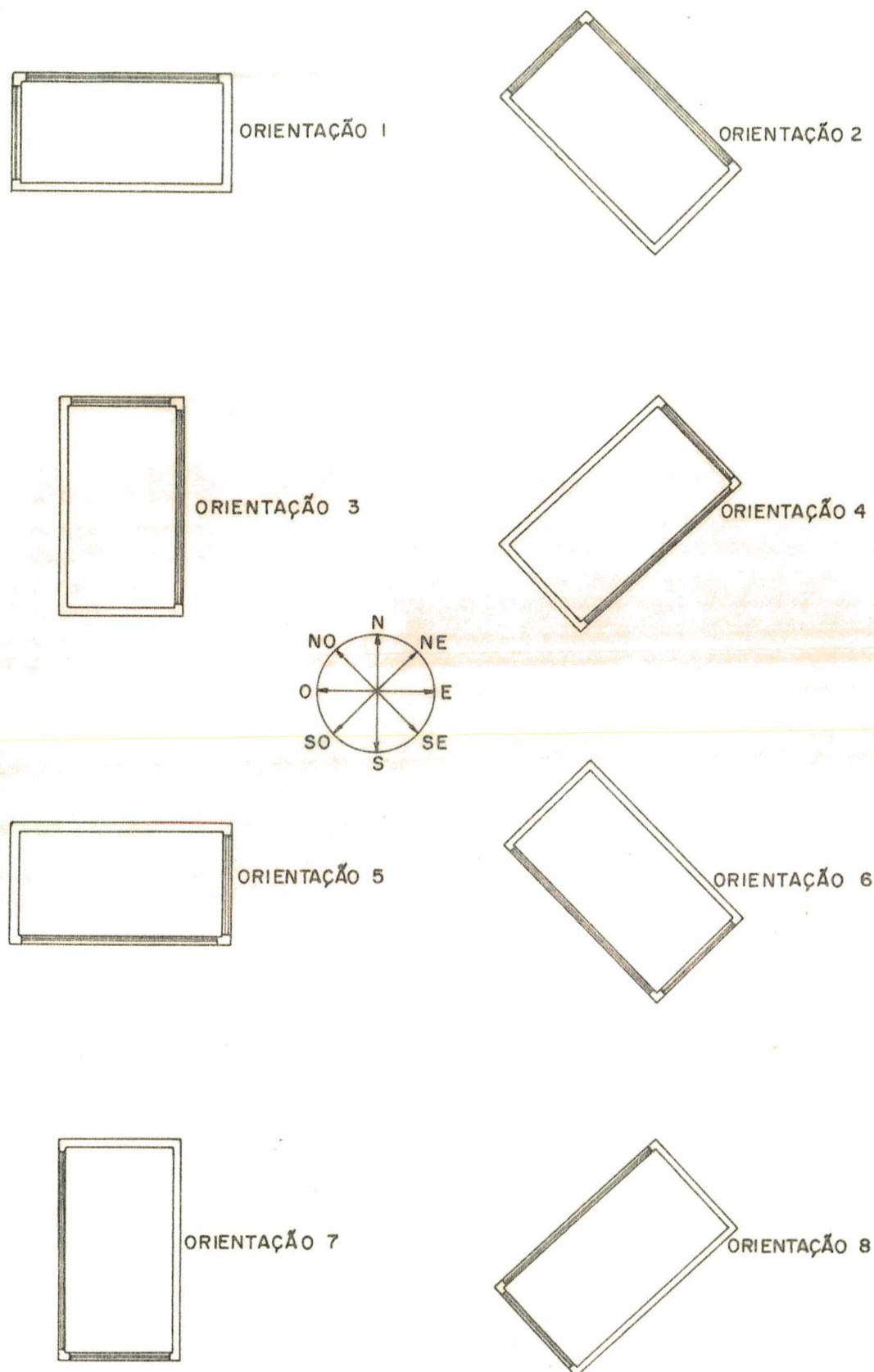


Fig. 33 - Diferentes orientações para a edificação nº 2.

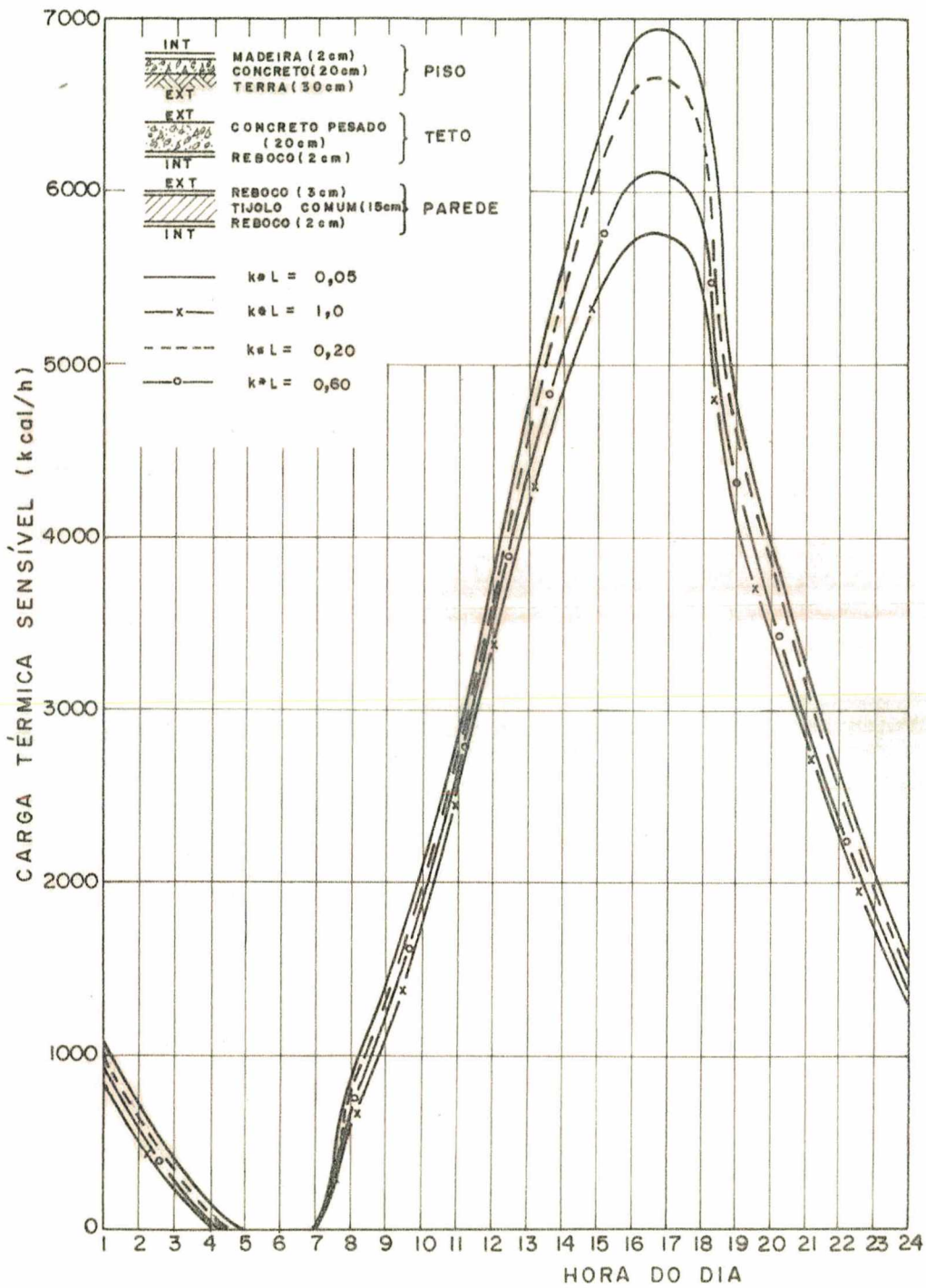


Fig. 34 - Efeito do tipo de vidro utilizado nas janelas sobre a carga térmica.

5.3 - EDIFICAÇÃO Nº 3

A carga térmica neste caso foi calculada de acordo com a Fira 24, considerando-se a ação simultânea de todas as fontes de calor envolvidas.

A Figura 35, evidencia que ao aumentarmos o comprimento do beiral a carga térmica diminui. Isto se acontece porque quanto maior o comprimento do beiral, maior será o sombreamento sobre as janelas.

A Figura 36, mostra que ao aumentar-se o comprimento da projeção vertical na extremidade do beiral a carga térmica também diminuirá, pois haverá uma maior incidência de sombras sobre as janelas.

5.4 - EDIFICAÇÃO Nº 4

A carga térmica neste caso, foi calculada de acordo com a Fira 25.

Foram repetidos alguns testes que já tinham sido realizados com a edificação nº1, entretanto neste caso foi considerada a ação simultânea de todas as fontes de calor envolvidas e não somente a radiação solar. Os resultados destes testes são apresentados nas Figuras 37,38,39 e 40.

A Figura 41, evidencia que quanto maior a espessura do isolamento do teto menor será a carga térmica.

As Figuras 42 e 43, evidenciam que pode-se reduzir a carga térmica de um ambiente através da redução da difusividade térmica do material constituinte do teto ou parede. Observa-se também que a redução da carga térmica durante a noite ocorre de uma maneira mais lenta quando a difusividade térmica do material é diminuída, pois neste caso a resistência térmica é maior. Durante as primeiras horas do dia a carga térmica será um pouco maior com a utilização de materiais com difusividade térmica menor, já que a acumulação de calor nas horas anteriores será tanto maior quanto menor a difusividade térmica do material.

A Figura 44 mostra o efeito da utilização de forros falsos e âticos sobre a carga térmica.

Pode-se notar que há uma redução da carga térmica em relação a edi-

ficação sem ático ou forro falso devido principalmente a resistência térmica adicional imposta pelo espaço de ar envolvido.

Pode-se observar também na Figura 44 que uma taxa de renovação de ar no ático de 20% reduz a carga térmica em relação à do ático com ar parado. Isto não significa, entretanto, que quanto maior a taxa de renovação de ar no ático menor a carga térmica , pois deve-se levar em consideração também a temperatura do ar externo em cada instante.

A Figura 45 ilustra o comportamento da carga térmica sensível e total para a edificação nº 4.

Mitalas [12] e Hill [13] apresentam curvas similares às obtidas neste capítulo.

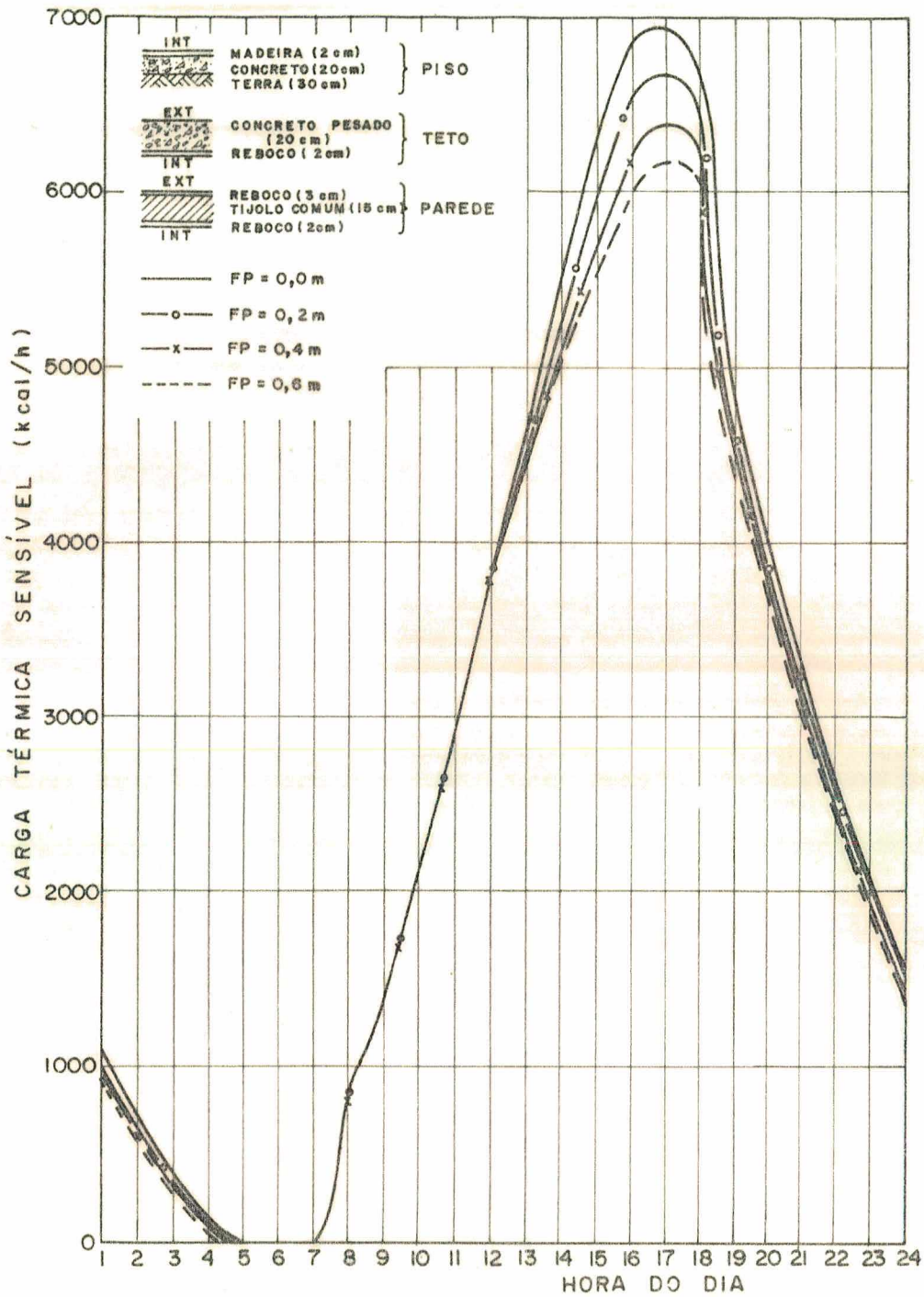


Fig. 35 - Efeito do comprimento do beiral sobre a carga térmica.

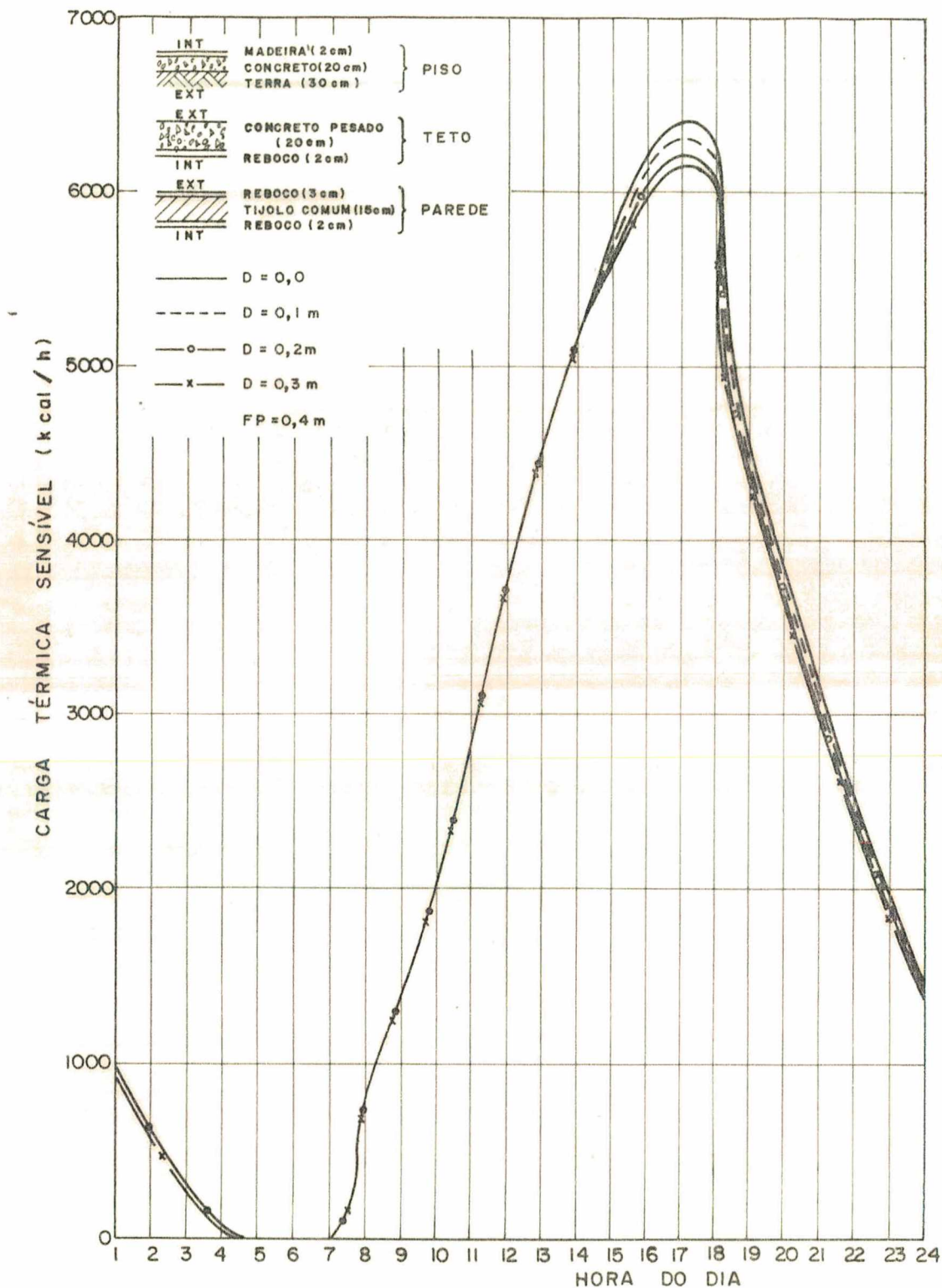


Fig. 36 - Efeito do comprimento da projeção vertical na extremidade do beiral sobre a carga térmica.

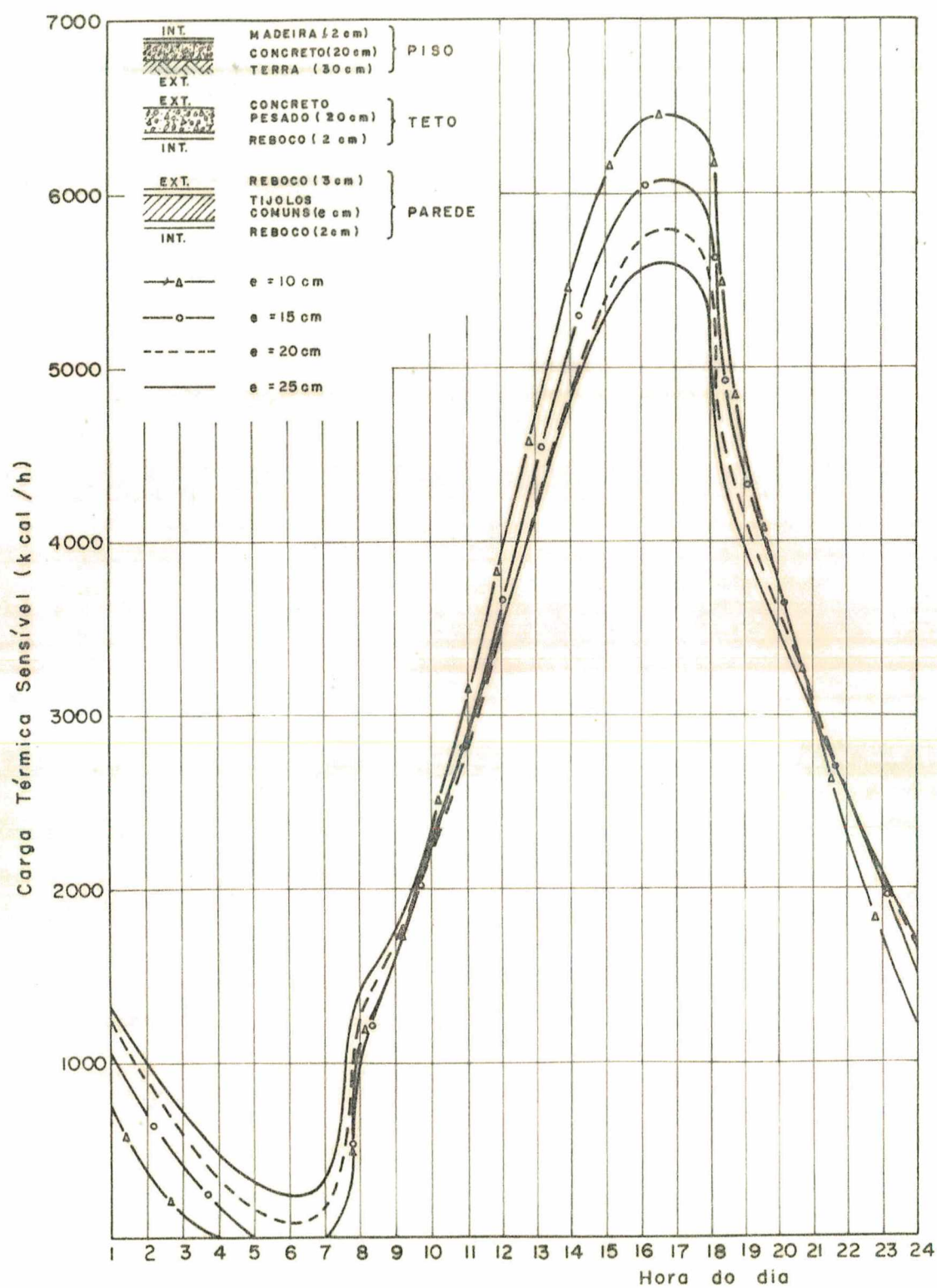


Fig. 37 - Efeito da espessura das paredes sobre a carga térmica.

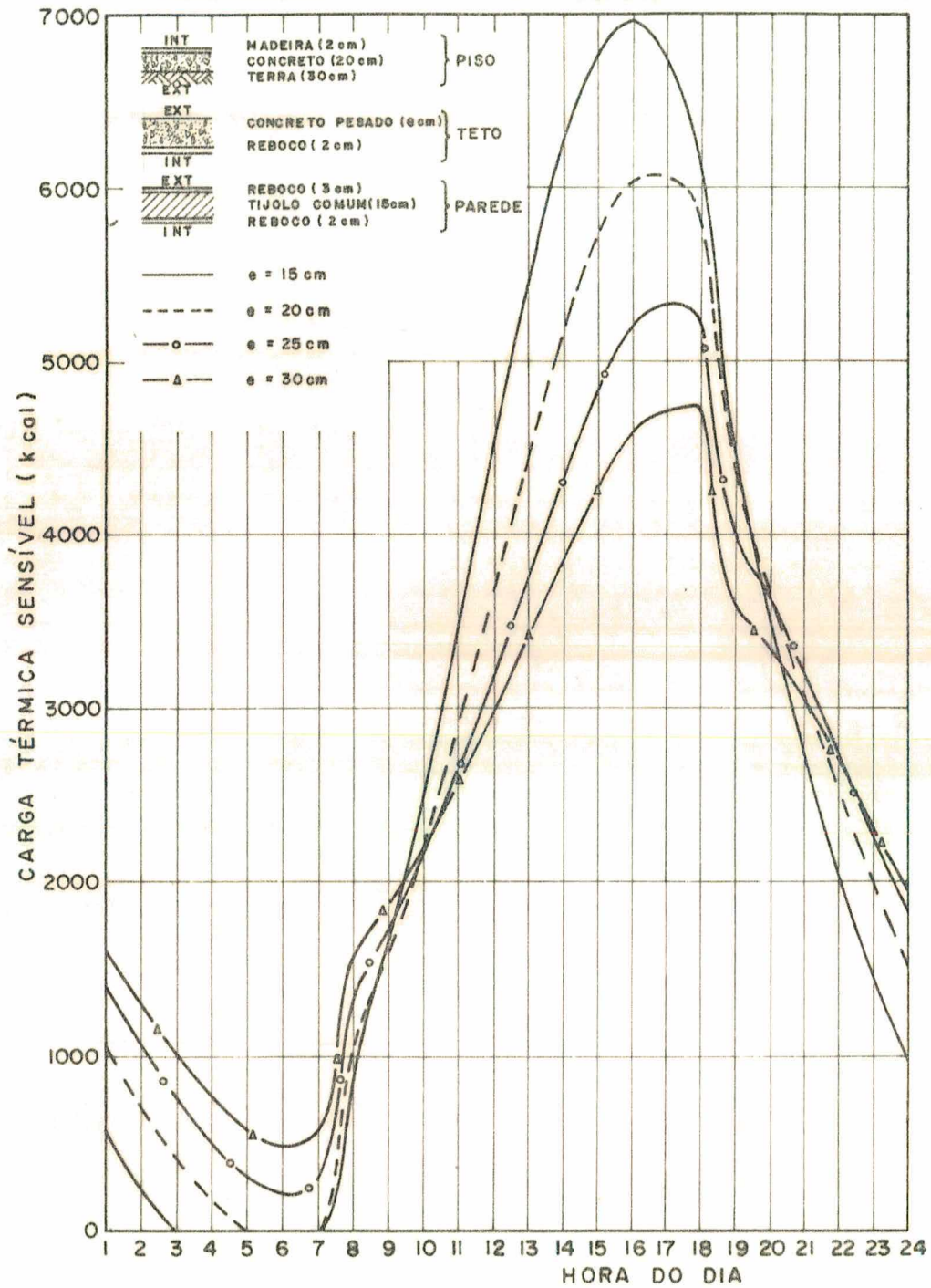


Fig. 38 - Efeito da espessura do teto sobre a carga térmica.

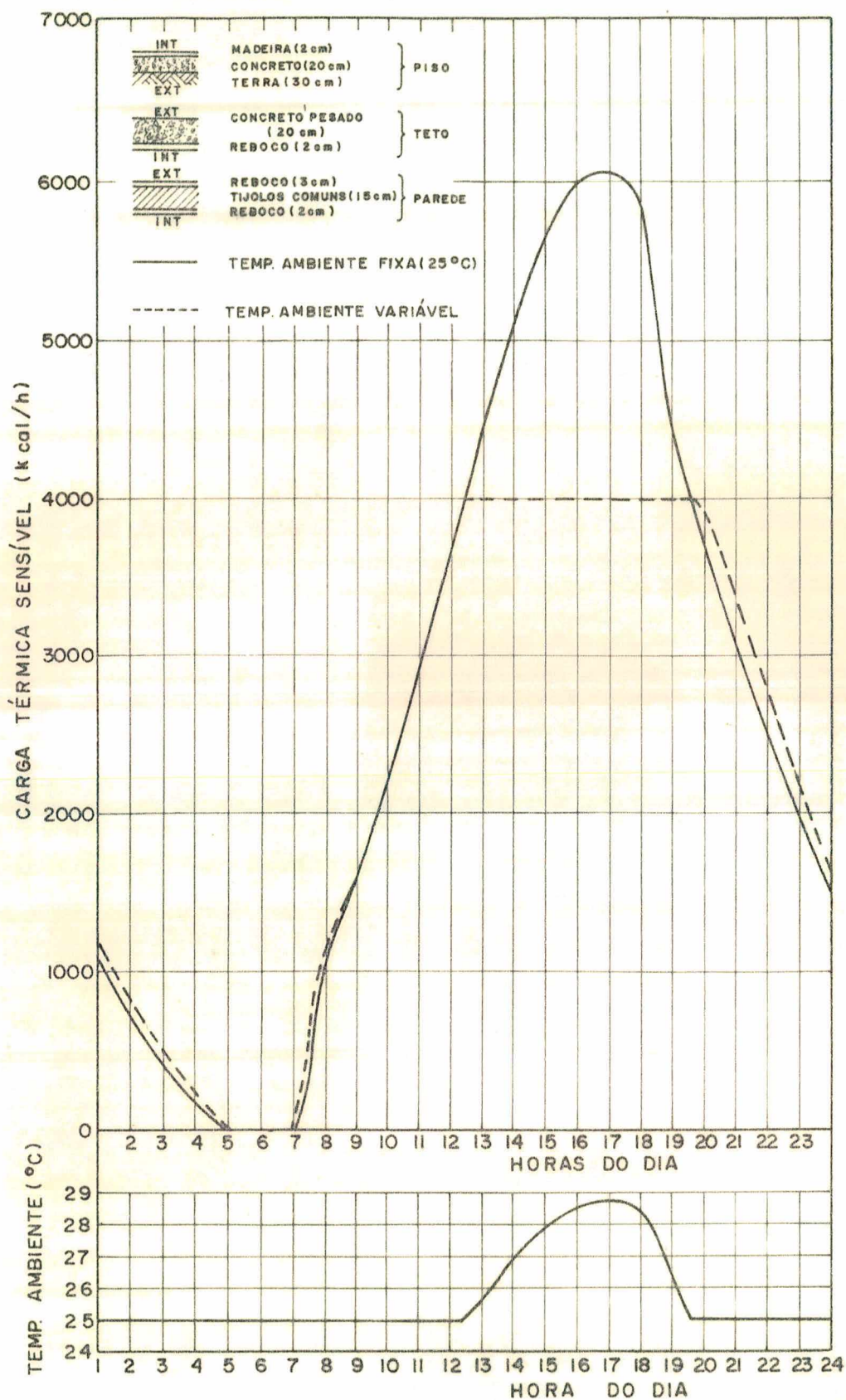


Fig. 39 - Efeito da relaxação da temperatura ambiente sobre a carga térmica.

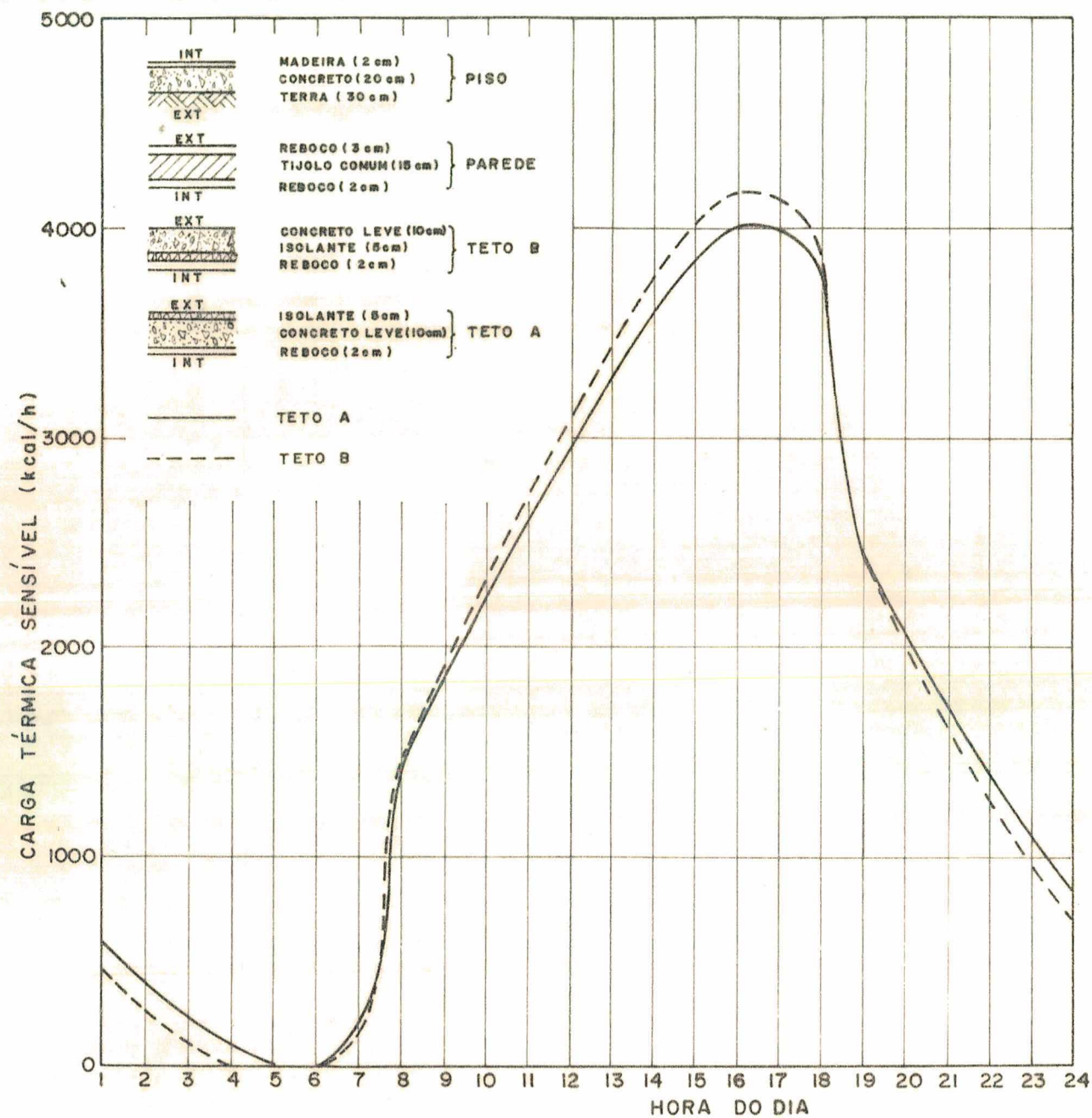


Fig. 40 - Efeito da disposição dos materiais do teto sobre a carga térmica.

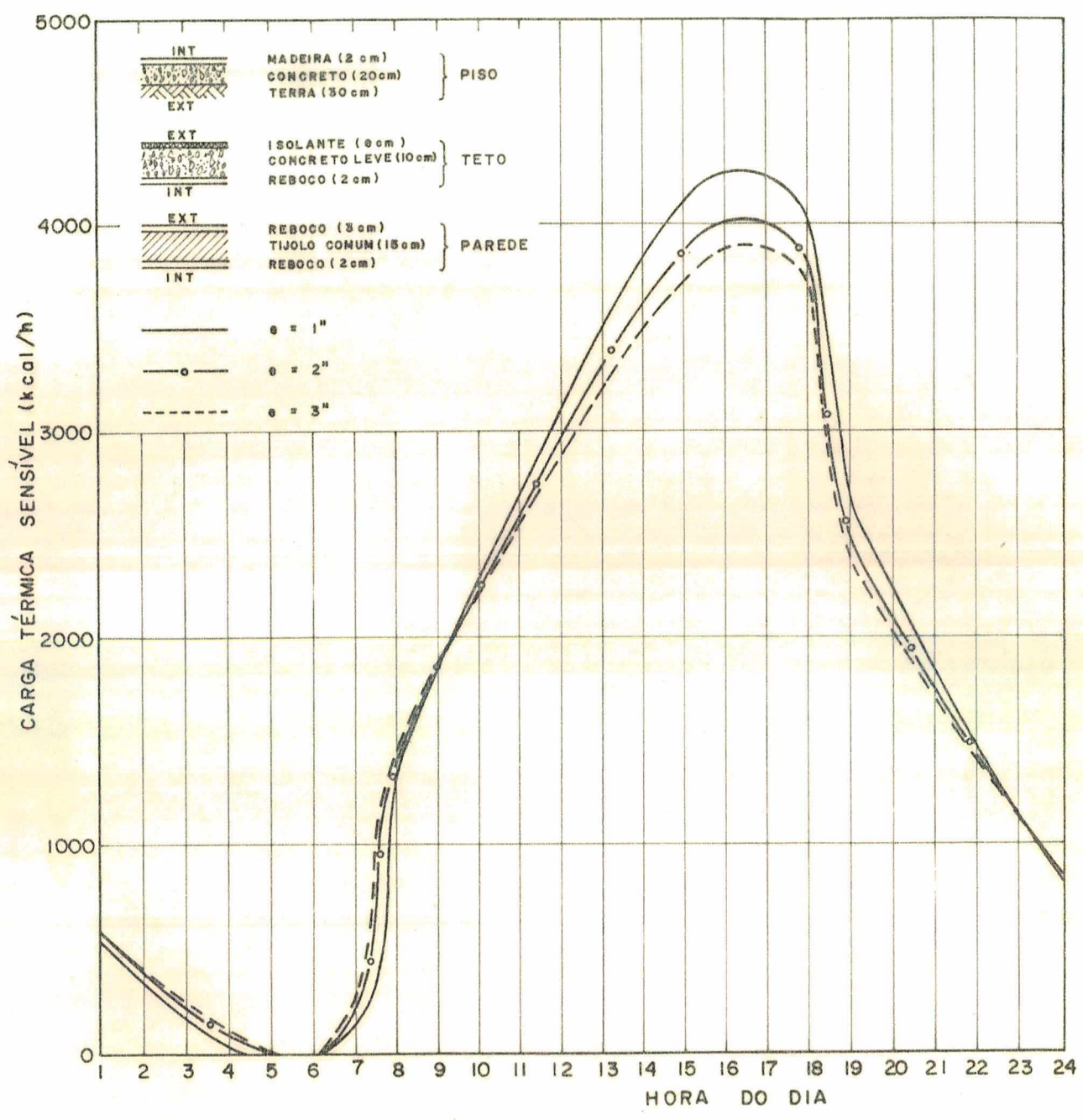


Fig. 41 - Efeito da espessura do isolamento do teto sobre a carga térmica.

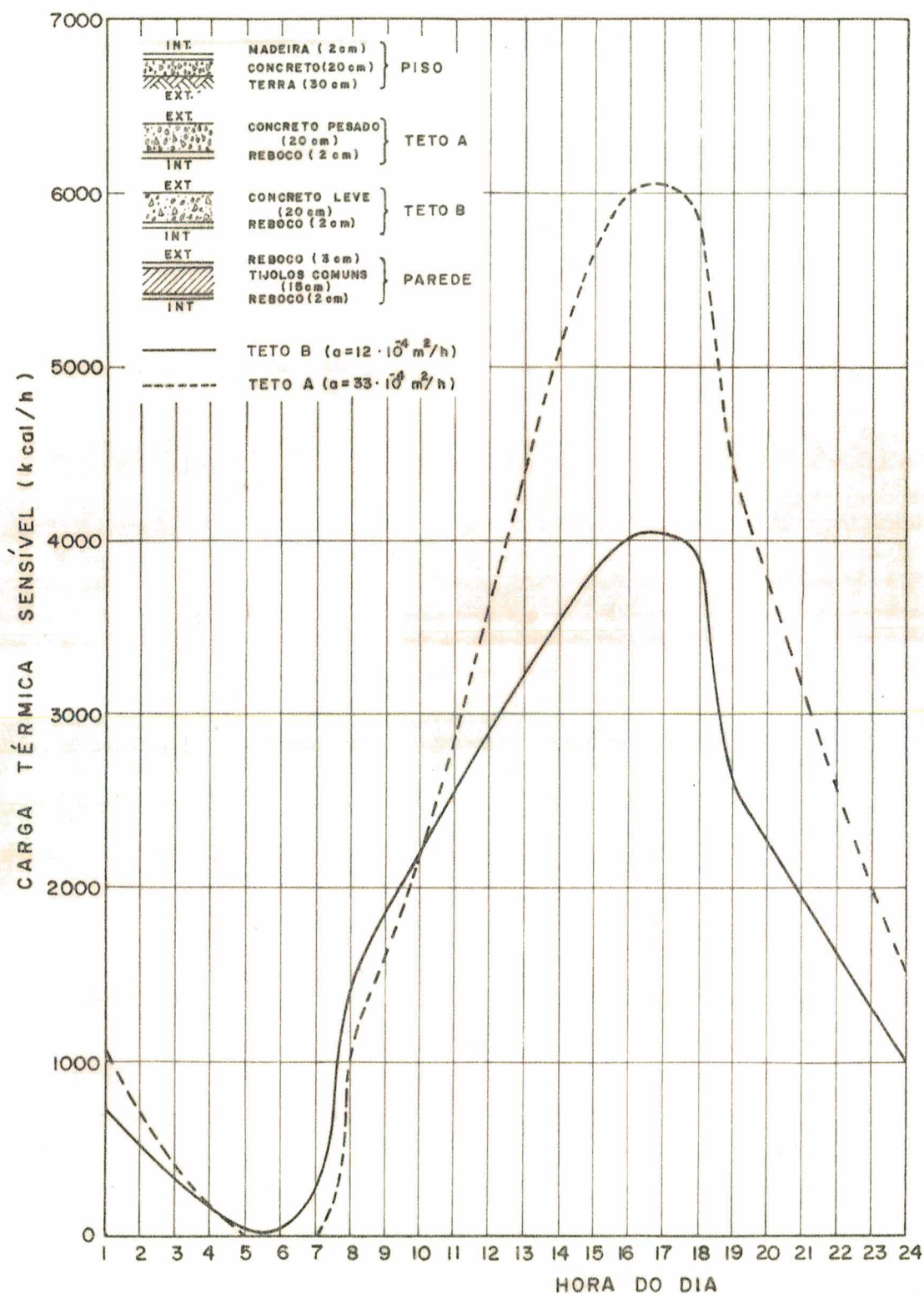


Fig. 42 - Efeito da difusividade térmica do material do teto sobre a carga térmica.

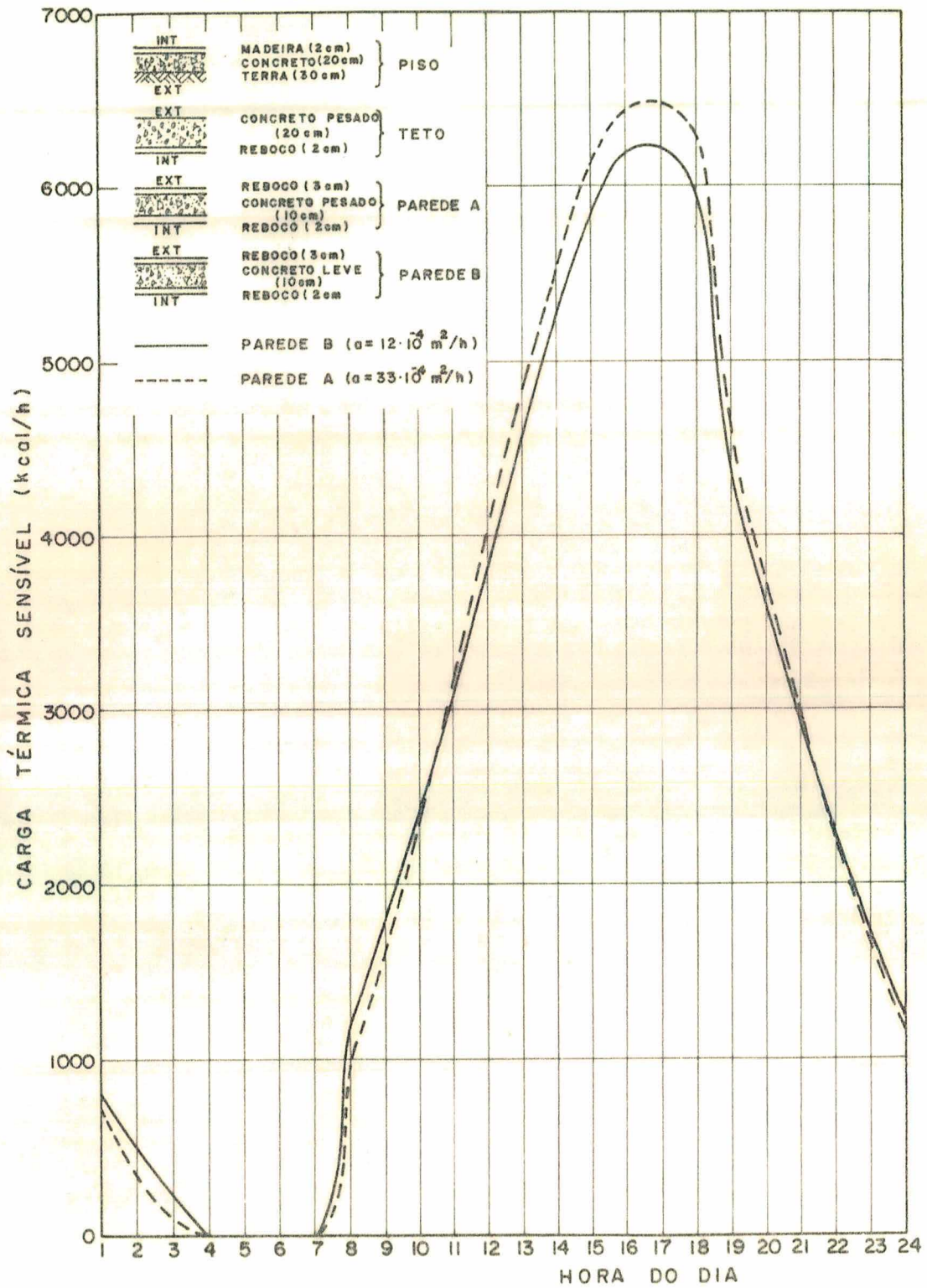


Fig. 43 - Efeito da difusividade térmica do material das paredes sobre a carga térmica.

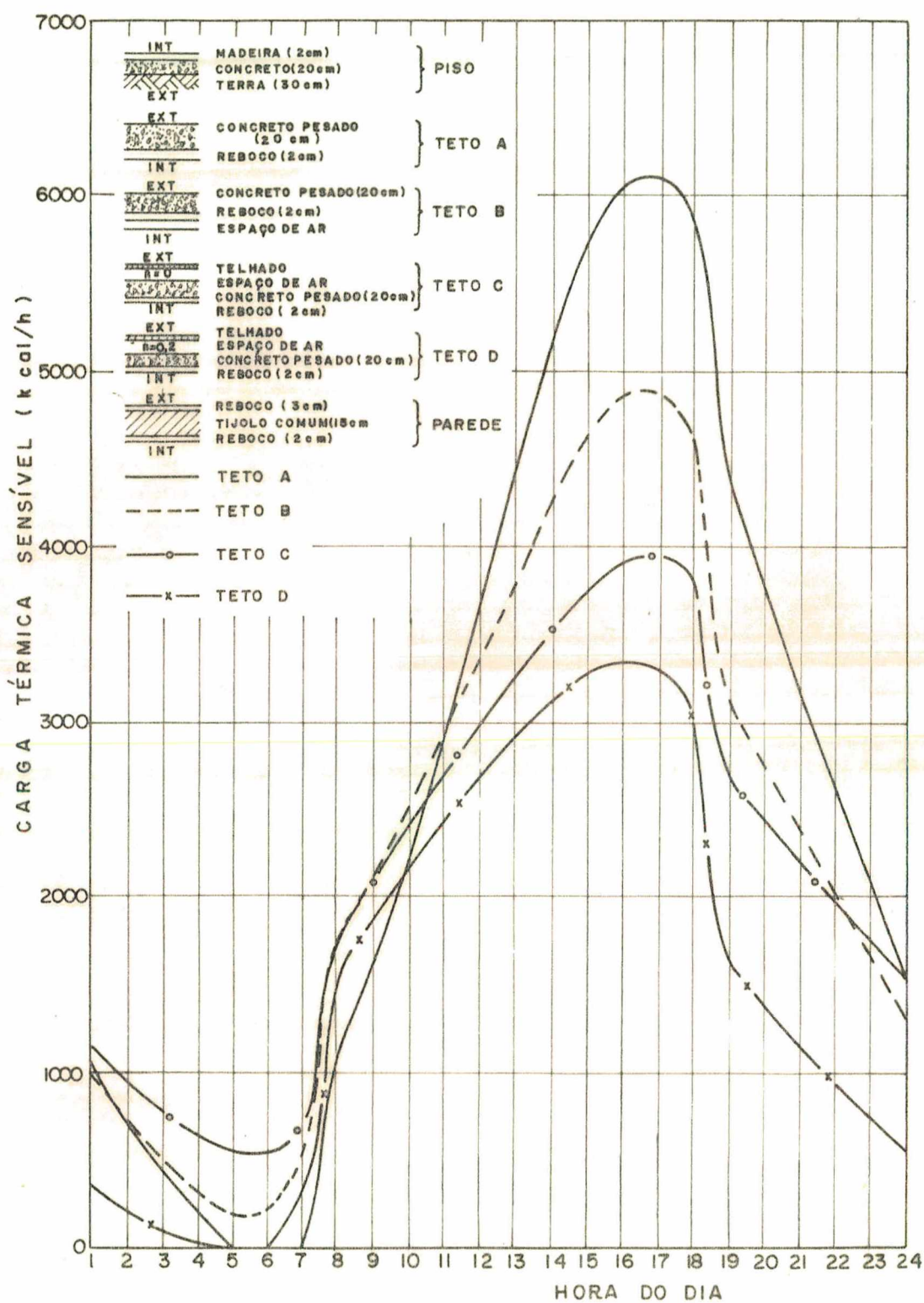


Fig. 44 - Efeito da utilização de forros falsos e áticos sobre a carga térmica.

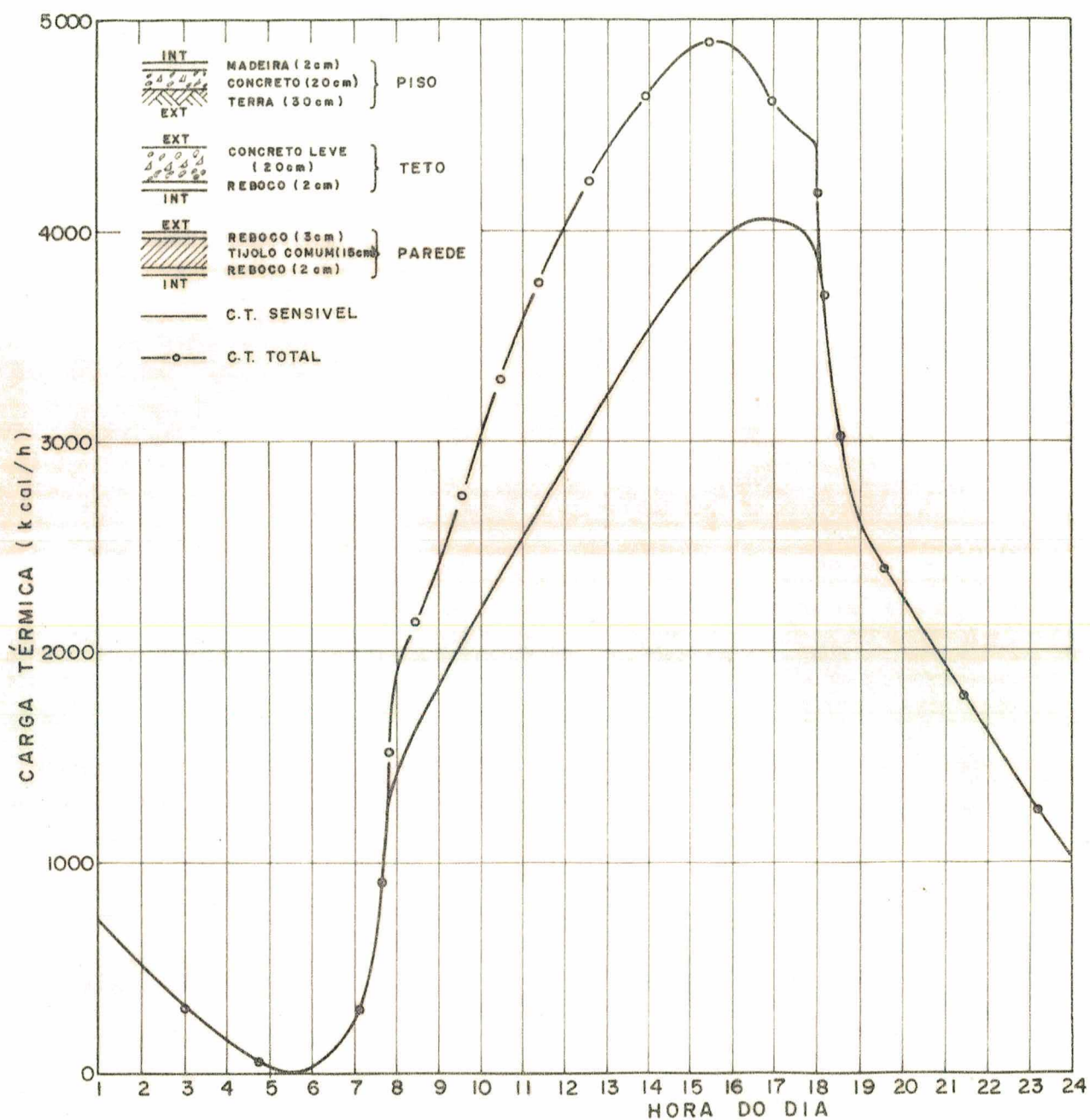


Fig. 45 - Carga térmica sensível e total da edificação nº4.

6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

É colocado em evidência no decorrer deste trabalho que a capacidade de armazenamento térmico das superfícies que envolvem o ambiente a ser condicionado é fator primordial no cálculo da carga térmica. Métodos de cálculo de carga térmica que não levem em consideração de uma forma precisa este efeito são métodos de cálculo aproximados.

Para que o consumo energético com o condicionamento de ar seja reduzido não é suficiente apenas que se utilizem métodos rigorosos de cálculo de carga térmica, mas é também importante que as edificações sejam projetadas adequadamente.

Tendo em vista as curvas apresentadas no Capítulo 5, que mostram a sensibilidade da carga térmica com relação às várias alternativas de projeto, pode-se concluir o seguinte:

- a) O aumento da espessura das paredes ou do teto diminui a carga térmica e atrasa a ocorrência da carga máxima.
- b) A espessura de pisos sobre o solo tem pouca influência sobre o comportamento da carga térmica.
- c) A carga térmica pode ser significativamente reduzida com a relaxação da temperatura prescrita para o ambiente no período de carga máxima.
- d) A utilização de janelas com vidros de coeficiente de extinção relativamente altos, reduz a carga térmica.
- e) O isolamento será mais efetivo provocando uma diminuição da carga térmica quando colocado sobre a superfície mais externa da parede ou teto.
- f) Quanto menor a difusividade térmica do material constituinte das paredes ou teto menor será a carga térmica.
- g) A carga térmica varia mais significativamente com a variação da espessura e da difusividade térmica dos materiais constituintes do teto, do que das paredes.

- h) Para cada edificação haverá sempre uma orientação na qual a carga térmica será mínima.
- i) A utilização de aparatos externos de sombreamento para as janelas reduz a carga térmica.
- j) A carga térmica pode ser reduzida através da utilização de forros falsos e de áticos ventilados ou não.

Como sugestão para trabalhos futuros, visando sempre a economia de energia para o condicionamento de ar, podem ser citados:

- Desenvolvimento de um algoritmo para calcular a vazão de infiltração de ar externo. Os algoritmos existentes possuem pouca precisão quando comparados com o algoritmo utilizado no cálculo do fluxo de calor condução.
- Cálculo mais preciso da temperatura do ático e do fluxo de calor através do forro abaixo do ático, levando em consideração as características de armazenamento térmico das paredes laterais e do forro e a inclinação do telhado.

7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] - ASHRAE, Procedure for Determining Heating and Cooling Loads for Computerized Energy Calculations, ASHRAE Inc., New York, 1969.
- [02] - SIEGEL, R. and HOWELL, J.R., Thermal Radiation Heat Transfer, Mc Graw Hill Co., 1972.
- [03] - ASHRAE, Handbook of Fundamentals, ASHRAE Inc., New York, 1974.
- [04] - THRELKELD, J.L., Thermal Environmental Engineering, Prentice Hall, New Jersey, 1970.
- [05] - KUSUDA T., NBSLD the Computer Program for Heating and Cooling Loads in Buildings, NBS, 1976.
- [06] - KREITH, F. and KREIDER, J.F., Principles of Solar Engineering, Hemisphere Publishing Co., Mc Graw Hill Co., 1978.
- [07] - MITALAS, G.P. and STEPHENSON, D.G., Absorption and Transmission of Thermal Radiation by Single and Double Glazed Windows, National Research Council of Canada, Report 7104, December, 1972.
- [08] - SUN, T.Y., Shadow Area Equations for Window Overhangs and Side Fins and their Application in Computer Calculation, ASHRAE Semiannual Meeting, Columbus, Ohio, February 5-8, paper nº 2059.
- [09] - ITO, N. and KIMURA, K., Convection Heat Transfer Coefficient at the Exterior Surface of Buildings Exposed to Natural Wind, Transaction of Japanese Society of Architectural Engineering, 1969.
- [10] - KUSUDA, T., Algorithms for Calculating the Transient Heat Conduction by Thermal Response Factors for Multi-Layer Structures of Various Heat Conduction Systems, NBS, 1969.
- [11] - CARSLAW, H.S. and JAEGER, J.C., Conduction of Heat in Solids, Oxford at the Clarendon Press, 1957.

- |12| - STEPHENSON, D.G. and MITALAS, G.P., Cooling Load Calculations by Thermal Response Factor Method, ASHRAE Transactions, Vol. 73, Part I, 1967.
- |13| - HILL, J.E. and FURLONG, R.R., ASHRAE Cooling Load Calculation, ASHRAE Journal, May, 1973.
- |14| - STEPHENSON, D.G. and MITALAS, G.P., Room Thermal Response Factors, ASHRAE Transactions, Vol.73, Part I, pp.III 2.1 - 2.10, 1967.

A P Ê N D I C E S

1 - CÁLCULO DOS FATORES DE RESPOSTA

a) Condução de calor através de uma placa plana homogênea

Sejam:

- α_v - Difusividade térmica
- λ_v - Condutividade térmica
- T_v - Temperatura superficial
- T_o - Temperatura inicial

A equação diferencial e as condições de contorno para a placa considerada são as seguintes.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = \frac{1}{\alpha_v} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (A.1)$$

$$\begin{aligned} T &= T_v \quad \text{para } r = r_v \\ T &= T_{v+1} \quad \text{para } r = r_{v+1} \\ T &= T_o \quad \text{para todo } r \text{ quando } t = 0 \end{aligned}$$

Aplicando-se a transformada de Laplace à equação (A.1), é possível escrever,

$$\frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial r^2} = q_v^2 \bar{V} \quad (A.2)$$

$$\text{onde } \bar{V} = \int_0^\infty (T - T_o) e^{-pt} dt \quad (A.3)$$

$$q_v = \sqrt{\frac{p}{\alpha_v}} \quad (A.4)$$

sendo p o operador de Laplace.

As condições de contorno são as seguintes:

$$\begin{aligned} \bar{V} &= \bar{V}_v \quad (r = r_v) \\ \bar{V} &= \bar{V}_{v+1} \quad (r = r_{v+1}) \end{aligned}$$

A solução geral da equação (A.2) pode ser escrita na seguinte forma matricial,

$$\begin{bmatrix} \bar{V}_v \\ f_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_v & B_v \\ C_v & D_v \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} V_{v+1} \\ f_{v+1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

ou rearranjando-se, através da matriz abaixo

$$\begin{bmatrix} f_v \\ f_{v+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_v/B_v & -\Gamma_v/B_v \\ 1/B_v & -A_v/B_v \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} V_v \\ \bar{V}_{v+1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.6})$$

onde f_v e f_{v+1} são as transformadas de Laplace de $(-\lambda_v dV/dr)$, fluxo de calor entre $r-r_v$, e $r-r_{v+1}$, respectivamente. As expressões para os coeficientes A_v , B_v , C_v e D_v são dadas por Kusuda [10].

Utilizando-se as expressões fornecidas por Kusuda [10], pode ser mostrado que o determinante da matriz dos coeficientes em (A.5) é igual a 1.

$$\Gamma_v = \begin{vmatrix} A_v & B_v \\ C_v & D_v \end{vmatrix} = 1 \quad (\text{A.7})$$

b) Condução de calor através de placas compostas.

As soluções obtidas para uma placa plana simples são válidas para cada camada de uma placa composta, de tal forma que pode-se escrever para cada camada:

$$1^{\text{a}} \text{ camada: } \begin{bmatrix} \bar{V}_1 \\ f_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} V_2 \\ f_2 \end{bmatrix}$$

$$2^{\text{a}} \text{ camada: } \begin{bmatrix} V_2 \\ f_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} V_3 \\ f_3 \end{bmatrix}$$

$$(n-1) \text{ camada: } \begin{bmatrix} \bar{V}_{n-1} \\ f_{n-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{n-1} & B_{n-1} \\ C_{n-1} & D_{n-1} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \bar{V}_n \\ f_n \end{bmatrix}$$

Combinando-se as equações acima, pode-se escrever:

$$\begin{bmatrix} \bar{V}_1 \\ f_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \bar{V}_n \\ f_n \end{bmatrix} \quad (\text{A.8})$$

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_{n-1} & B_{n-1} \\ C_{n-1} & D_{n-1} \end{bmatrix}$$

Rearranjando-se a equação (A.8), tem-se:

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ f_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D/B & -\Gamma/B \\ 1/B & -A/B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \bar{V}_1 \\ \bar{V}_n \end{bmatrix} \quad (\text{A.9})$$

onde Γ é o determinante da matriz dos coeficientes na equação (A.8) e pode ser demonstrado através da álgebra de matrizes que o seu valor numérico é igual a 1 para paredes planas.

O fluxo de calor em cada superfície pode ser encontrado aplicando-se o teorema da transformada inversa de Laplace à equação (A.9).

c) Princípio da superposição e a inversão da transformada de Laplace.

A inversa da equação (A.9) pode ser aproximada facilmente aplicando-se o princípio da superposição onde as condições de contorno $T = T_1$ e $T = T_n$ em $r = r_1$ e $r = r_n$ podem ser representadas por uma série de funções pulso, tais que:

$$V_1 = T_1 - T_o = \sum_{i=0}^{\infty} V_{1,i} \cdot \psi(t_i) \quad (\text{A.10})$$

$$V_n = T_n - T_o = \sum_{i=0}^{\infty} V_{n,i} \cdot \psi(t_i) \quad (\text{A.11})$$

onde $V_{1,i}$ e $V_{n,i}$ são as alturas dos pulsos no tempo $t = i\delta$, sendo δ o intervalo de tempo do pulso.

A função pulso $\psi(t_i)$ é definida apenas para $0 < t_i < m'\delta$, onde m' é a largura do pulso na base do tempo.

O pulso mais simples e mais comumente usado é o pulso retangular de largura δ , (ou $m' = 1$), tal como mostrado na Figura 46, sendo que o mesmo pode ser descrito pela seguinte função pulso:

$$\begin{aligned}\psi(t_i) &= 0 & t_i < 0 \\ \psi(t_i) &= 1 & 0 < t_i \leq \delta \\ \psi(t_i) &= 0 & t_i > \delta\end{aligned}\tag{A.12}$$

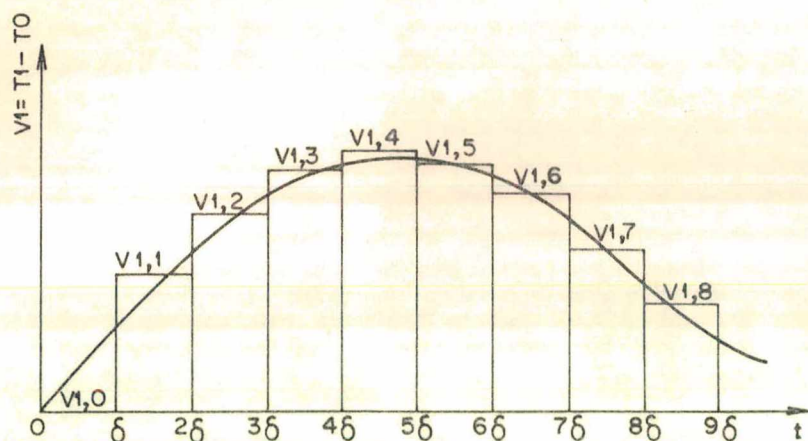


Fig. 46 - Pulsos retangulares.

Embora a simulação das temperatura limites através de pulsos retangulares seja muito simples, a aproximação de um perfil complexo por um número finito de pulsos retangulares inevitavelmente causa perda de exatidão, a menos que o incremento de tempo (δ) seja escolhido extremamente pequeno.

Um considerável ganho de exatidão pode ser obtido quando se simulam as temperaturas limites por pulsos trapezoidais. Pode ser provado que dois pulsos triangulares de largura 2δ tem idêntica resposta térmica àquela criada por um pulso trapezoidal de largura δ .

O pulso triangular de $m' = 2$ (Figura 47) é, portanto mais adequado para esta análise do que o pulso trapezoidal, pois ele representa

cada pulso por um pulso único em vez de dois.

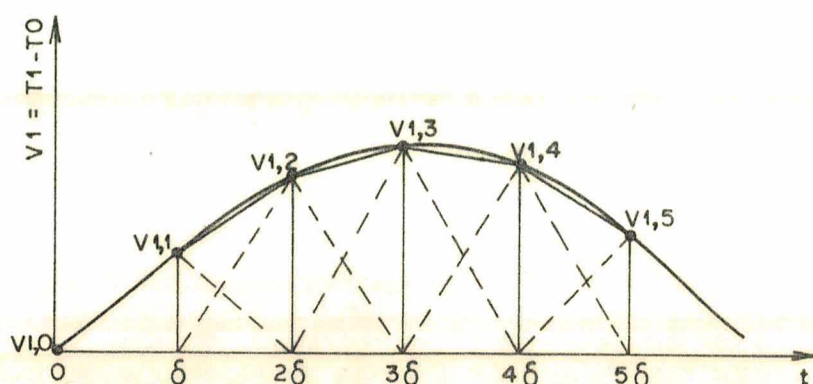


Fig. 47 - Pulsos triangulares.

A função pulso para um pulso triangular de largura 2δ é,

$$\begin{aligned}
 \psi(t_i) &= 0 & t_i < 0 \\
 \psi(t_i) &= t_i/\delta & 0 < t_i \leq \delta \\
 \psi(t_i) &= 2 - t_i/\delta & \delta < t_i \leq 2\delta \\
 \psi(t_i) &= 0 & t_i > 2\delta
 \end{aligned}
 \tag{A.13}$$

Pode ser demonstrado que as soluções obtidas para V são também válidas para V_i ($i=1,2,3,\dots,\infty$), sendo que a nova coordenada de tempo t_i usada para V_i é relacionada com a coordenada de tempo t original através de

$$t_i = t - i\delta$$

Consequentemente, pode-se calcular o fluxo de calor através das camadas a cada instante i , através da equação (A.14), abaixo

$$\begin{bmatrix} f_{1,i} \\ f_{n,i} \end{bmatrix} = \bar{\psi} \begin{bmatrix} D/B & -\Gamma/B \\ 1/B & -A/B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} V_{1,t-i} \\ V_{n,t-i} \end{bmatrix}
 \tag{A.14}$$

onde $\bar{\psi}$ é a transformada de Laplace da função pulso triangular, ou seja:

$$\begin{aligned}\bar{\psi} &= 1/\delta p^2 && \text{para } 0 < ti < \delta \\ \bar{\psi} &= 1/\delta p^2 (1 - 2e^{-p\delta}) && \text{para } 0 < ti < 2\delta \\ \bar{\psi} &= 1/\delta p^2 (1 - e^{-p\delta})^2 && \text{para } 0 < ti < n\delta, n > 2\end{aligned}\quad (A.15)$$

A inversão da equação do fluxo (A.14) envolve essencialmente a análise da seguinte fórmula geral:

$$f_i = \bar{\psi} R / B \quad (A.16)$$

onde R representa D, Γ , I ou A.

A inversão da equação (A.16) pode ser conseguida aplicando-se o teorema dos resíduos para a inversão da integral, detalhe do qual são dados por Carslaw e Jaeger [11].

Tem-se então:

$$F_i = \lim_{p \rightarrow 0} \frac{d}{dp} \left[\frac{p^2 \bar{\psi} \text{Re}^{pti}}{B} \right] + \sum_{k=1}^{\infty} \left[\frac{\bar{\psi} \text{Re}^{pti}}{dB/dp} \right]_{p = -\beta_k} \quad (A.17)$$

onde β_k ($k=1, 2, \dots$) são as raízes reais da equação

$$B(p = -\beta_k) = 0$$

De forma a se poder avaliar a equação (A.17) as expressões para A, B, C, D, dA/dp , dB/dp , dC/dp , dD/dp para $p \rightarrow 0$ e $p \rightarrow -\beta_k$ são fornecidas por Kusuda [10].

O primeiro termo da equação (A.17) pode ser reduzido para o caso de pulso triangular às seguintes relações

$$\begin{aligned}\lim_{p \rightarrow 0} \frac{d}{dp} \left[\frac{p^2 \bar{\psi} \text{Re}^{pti}}{B} \right] &= \frac{U'}{\delta} \left[\frac{dR}{dp} + Rti - \frac{RdB/dp}{B} \right]_{p \rightarrow 0} && 0 < ti < \delta \\ &= -\frac{U'}{\delta} \left[\frac{dR}{dp} - \frac{RdB/dp}{B} \right]_{p \rightarrow 0} && 0 < ti < 2\delta\end{aligned}\quad (A.18)$$

$$\lim_{p \rightarrow 0} \frac{d}{dp} \left[\frac{p^2 \bar{\psi} \text{Re}^{pti}}{B} \right] = 0 \quad 0 < ti < n\delta, \quad n > 2$$

onde U' é o coeficiente global de transmissão de calor entre a superfície 1 e a superfície $n+1$.

O segundo termo da equação (A.17) pode, para o caso de pulso triangular, ser reduzido às seguintes relações:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^{\infty} \left[\frac{\bar{\psi} \text{Re}^{pti}}{dB/dp} \right]_{p = -\beta_k} &= \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\psi}(\beta_k) e^{-\Omega} & 0 < ti < \delta \\ &= \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\psi}(\beta_k) (1 - 2e^{\Omega}) e^{-2\Omega} & 0 < ti < 2\delta \\ &= \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\psi}(\beta_k) (1 - e^{\Omega})^2 e^{-i\Omega} & 0 < ti < n\delta, \quad n > 2 \end{aligned} \quad (\text{A.19})$$

$$\text{onde } \bar{\psi}(\beta_k) = \frac{1}{\delta \beta_k^2} \left[\frac{R}{dB/dp} \right]_{p = -\beta_k} \quad (\text{A.20})$$

$$\Omega = \beta_k \delta \quad (\text{A.21})$$

Combinando-se as equações (A.18) e (A.19) os fatores de resposta generalizados X_i ($i=1, 2, \dots, \infty$) podem ser expressos em termos de R e suas derivadas dR/dp , como segue

$$X_0 = \left[R/B \right]_{p=0} + \left[\frac{dR/dp}{B\delta} - \frac{R dB/dp}{B^2 \delta} \right]_{p=0} + \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\psi}(\beta_k) e^{-\beta_k \delta} \quad (i=1) \quad (\text{A.22})$$

$$X_1 = - \left[\frac{dR/dp}{B\delta} - \frac{R dB/dp}{B^2 \delta} \right]_{p=0} + \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\psi}(\beta_k) (1 - 2e^{\beta_k \delta}) e^{-2\beta_k \delta} \quad (i=2) \quad (\text{A.23})$$

$$X_i = \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\psi}(\beta_k) (1 - e^{-\beta_k \delta})^2 \cdot e^{i\beta_k \delta} \quad (i=3, 4, \dots, \infty) \quad (\text{A.24})$$

Utilizando-se esta notação, a função inversa do fluxo de calor pode ser expressa genericamente por

$$\begin{bmatrix} F_{1,i} \\ F_{n,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_i & -Y_i \\ Y_i & -Z_i \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} V_1(t-i\delta) \\ V_n(t-i\delta) \end{bmatrix} \quad (\text{A.25})$$

Onde X_i , Y_i e Z_i são os fatores de resposta e correspondem ao X_i das equações (A.22), (A.23) e (A.24) quando R é substituído por D , l ou A , respectivamente.

Denotando-se a coordenada do tempo t por incrementos de δ ou seja $t = \tau\delta$, $V_{1,t-i\delta}$ pode ser expresso simplesmente por $V_{1,\tau-i}$. Usando esta notação a equação (A.25) pode ser utilizada para expressar a condução de calor no sistema original, como segue.

$$\begin{bmatrix} F_{1,\tau} \\ F_{n,\tau} \end{bmatrix} = \sum_{i=0}^{\infty} \begin{bmatrix} X_i & -Y_i \\ Y_i & -Z_i \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} V_{1,\tau-i} \\ V_{n,\tau-i} \end{bmatrix} \quad (A.26)$$

A razão comum (CR) pode ser calculada pela expressão (A.27), abaixo.

$$\frac{X_{i+1}}{X_i} = \frac{Y_{i+1}}{Y_i} = \frac{Z_{i+1}}{Z_i} = e^{-\beta_1 \delta} = CR \quad (i > N)$$

onde N é um número suficientemente grande (para edificações, de modo geral, $N = 15$).

d) Fatores de resposta modificados

De acordo com a equação (A.26), nota-se que o cálculo do fluxo de calor exigirá um grande número de termos no somatório, antes que os valores dos termos $X_i V_{1,\tau-i}$ tornem-se suficientemente pequenos para serem desprezíveis. Quando o fluxo de calor é calculado sucessivamente, é possível encurtar o tempo de computação utilizando-se os fatores de resposta modificados.

O conceito de fator de resposta modificado pode ser explicado como segue. Da equação (A.16), o fluxo de calor em $r=r_1$ em dois tempos consecutivos pode ser expresso como:

$$F_{1,\tau} = \sum_{i=0}^{\infty} (X_i V_{1,\tau-i} - Y_i V_{n,\tau-i}) \quad (A.28)$$

$$F_{1,\tau-1} = \sum_{i=0}^{\infty} (X_i V_{1,\tau-1-i} - Y_i V_{n,\tau-1-i}) \quad (A.29)$$

Multiplicando-se ambos os lados da equação (A.29) pela razão comum (CR) e subtraindo-a da equação (A.28), tem-se:

$$F_{1,\tau} = CR \cdot F_{1,\tau-1} + \sum_{i=0}^{\infty} (X'_i \cdot V_{1,\tau-i} - Y'_i \cdot V_{n,\tau-i}) \quad (A.30)$$

$$\text{onde } X'_i = X_i - X_{i-1} \cdot CR \quad (i=1, 2, \dots, n)$$

$$Y'_i = Y_i - Y_{i-1} \cdot CR \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (A.31)$$

$$X'_0 = X_0$$

$$Y'_0 = Y_0$$

Executando-se o mesmo procedimento anterior, sô que partindo-se de $F_{n,\tau}$ obtêm-se:

$$Z'_i = Z_i - Z_{i-1} \cdot CR \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (A.32)$$

$$Z'_0 = Z_0$$

Onde X'_i , Y'_i , Z'_i são os fatores de resposta modificados de 1ª classe.

Os fluxos de calor em $r=r_1$ e $r=r_n$ no tempo podem então ser calculados pelas equações a seguir:

$$F_{1,\tau} = \sum_{i=0}^N X'_i \cdot V_{1,\tau-i} - \sum_{i=0}^N Y'_i \cdot V_{n,\tau-i} + CR \cdot F_{1,\tau-1} \quad (A.33)$$

$$F_{n,\tau} = \sum_{i=0}^N Y'_i \cdot V_{1,\tau-i} - \sum_{i=0}^N Z'_i \cdot V_{n,\tau-i} + CR \cdot F_{n,\tau-1} \quad (A.34)$$